

TRABAJO FIN DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

DE UN PUENTE GRÚA DE 25 T.



Memoria

Autor: David Ventura Campreciós
Director: Jordi Ivern Cacho
Convocatoria: Mayo 2018

Resumen

El trabajo se enmarca en el ámbito del diseño, la fabricación y la instalación de puentes grúa de gran tonelaje para aplicaciones industriales.

Inicialmente se presenta un caso real en el que aparecen unas grietas en la estructura metálica de un puente grúa que lleva años en funcionamiento. A priori no se sabe el motivo por el cuál sucede este contratiempo. Nos preguntamos si puede atribuirse a un error del proceso de cálculo que se emplea habitualmente y, por tanto, ser el primero de muchos casos más.

Para analizar el problema se decide proyectar una estructura nueva con características parecidas, pero en otro emplazamiento diferente y con otras aplicaciones. Se seguirá el proceso de diseño según marca la normativa (cálculo estático, dinámico y de fatiga) analizando todas las variables que puedan tener relación con las grietas. Se define la estructura completa y se dibujan los planos de fabricación. Se incorpora también el cálculo por elementos finitos como alternativa al cálculo analítico para discutir los resultados.

La simulación del cálculo por elementos finitos demuestra que los puntos donde aparecían las grietas son los que absorben una concentración mayor de tensiones. Se modifica el modelo incorporando algunas variaciones.

Finalmente se valora económicamente el precio fabricación y montaje de toda la estructura y el precio de implementar las modificaciones por si se decide aplicarlas en futuros diseños.

Resum

El treball s'inclou en l'àmbit del disseny, la fabricació y la instal·lació de Ponts grua de gran tonatge per a aplicacions industrials.

Inicialment es presenta un cas real en el que apareixen unes esquerdes a l'estructura metàl·lica d'un pont grua que porta anys en funcionament. A priori no es coneix el motiu per al qual succeeix aquest contratemps. Ens preguntem si pot atribuir-se a un error del procés de càlcul que s'utilitza habitualment i, per tant, pot ser el primer de molts casos més.

Per analitzar el problema es decideix projectar una estructura nova amb característiques semblants, però ubicada en un altre emplaçament diferent i amb unes altres aplicacions. Es seguirà el procés de disseny segons marca la normativa (càlcul estàtic, dinàmic i de fatiga) analitzant totes les variables que puguin relacionar-se amb les esquerdes. Es defineix l'estructura complerta i es dibuixen els plànols de fabricació. S'incorpora també el càlcul per elements finits com a alternativa al càlcul analític per discutir els resultats.

La simulació del càlcul per elements finits demostra que els punts on apareixen les esquerdes són els que absorbeixen una concentració de tensions major. Es modifica el model incorporant algunes variacions.

Finalment es valora econòmicament el preu de fabricació i muntatge de tota l'estructura i el preu d'implementar les modificacions per si es decideix aplicar-les en dissenys futurs.

Abstract

This dissertation is part of the design, manufacture and installation of large-capacity crane bridges for industrial applications.

Initially we present a real case, in which there are cracks within the metal structure of a crane bridge that has been working for years. We do not know the reason of this setback at first. We wonder if it can be referred to a mistake in the usual calculation process and therefore be the first of many more cases.

In order to analyse the problem, we decided to design a new structure with similar characteristics, but in a different location and with other applications. The design process will be followed according to the regulations (static, dynamic and fatigue calculation), analysing all the variables that may be related to the cracks. The complete structure is determined and the manufacturing maps are drawn. The calculation by finite elements is also incorporated as an alternative to the analytical calculation in order to discuss the results.

The simulation of the calculation by finite elements shows that the points where the cracks appeared are those that take up a greater concentration of strain. The model is modified by incorporating some variations.

Finally, the manufacturing and assembly price of the entire structure and the price of implementing the modifications are rated in case it is decided to apply them in future designs.

Índice

RESUM	I
RESUMEN	II
ABSTRACT	III
1. PREFACIO	1
1.1. Motivación	1
2. INTRODUCCIÓN	3
2.1. Objetivo del trabajo.	4
3. LISTADO DE TABLAS Y FIGURAS	5
4. NORMATIVA	7
5. HISTORIA DE LA CIENCIA	8
6. GENERALIDADES. DEFINICIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES	11
6.1. Estructura metálica del puente.	11
6.2. Mecanismo de traslación de puente.	12
6.3. Carro de mecanismos de elevación.	14
6.4. Equipo eléctrico.	16
7. FUNCIONAMIENTO ACTUAL	18
7.1. Antecedentes.	18
7.2. Deficiencias	18
7.3. Ubicación y características del nuevo puente grúa	20
7.4. Grupo de trabajo.	22
7.4.1. Cálculo del Grupo FEM.	22
7.4.2. 1º Factor. Número de ciclos.	22
7.4.3. 2º Factor. Espectro de carga.	23
8. ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA	26
8.1. Tensiones admisibles.	26
8.2. Cálculo de la estructura de las jácenas principales.	26
8.2.1. Momentos flectores en la viga.	27
8.2.2. Características de la viga.	28
8.2.3. Coeficientes de trabajo a flexión.	28

8.2.4.	Determinación de la compresión transversal.	30
8.2.5.	Esfuerzos cortantes.	31
8.2.6.	Deformación de la viga.....	32
8.2.7.	Rigidizadores en las jácenas.	34
8.2.8.	Comprobación de las frecuencias en las jácenas.....	39
8.3.	Cálculo de la estructura de los testeros.	41
8.3.1.	Determinación de la carga sobre el testero.....	41
8.3.2.	Determinación de los momentos flectores en el testero.....	42
8.3.3.	Características del testero.....	43
8.3.4.	Coeficientes de trabajo a flexión.....	43
8.3.5.	Esfuerzos cortantes sobre el testero.....	44
8.3.6.	Deformación del testero.	46
8.3.7.	Rigidizadores en los testeros.....	47
8.4.	Comprobación de los cabezales de los testeros.	50
8.5.	Cálculo de la unión atornillada jácena-testero.....	57
8.6.	Protección anticorrosiva.	62
9.	COMPROBACIÓN DE LAS ESTRUCTURAS A FATIGA.	63
9.1.	Comprobación a fatiga de las jácenas principales.	63
9.1.1.	Esfuerzo longitudinal.....	64
9.1.2.	Esfuerzo transversal	64
9.1.3.	Cortadura por el esfuerzo vertical.....	65
9.1.4.	Verificación de las solicitudes combinadas.....	65
9.2.	Comprobación a fatiga de los testeros.....	66
9.2.1.	Esfuerzo longitudinal.....	66
9.2.2.	B.2.2. Cortadura por el esfuerzo vertical	67
9.2.3.	Verificación de las solicitudes combinadas.....	67
10.	CÁLCULO POR ELEMENTOS FINITOS.	68
10.1.	Simplificación del modelo.....	68
10.2.	Cargas aplicadas.....	69
10.2.1.	Acciones verticales	69
10.2.2.	Acciones horizontales longitudinales.....	70
10.2.3.	Acciones horizontales transversales	71
10.2.4.	Resumen de acciones sobre el testero:	72
10.3.	Resultados.....	72
11.	MODIFICACIONES.	75

11.1. Resultados.....	76
CONCLUSIONES	79
BIBLIOGRAFÍA	81

1. Prefacio

1.1. Motivación

Tras pasar estos buenos y duros años de aprendizaje en la universidad inicié mis primeras prácticas como ingeniero en una empresa que dedica su actividad a la fabricación de puentes grúa y reparaciones industriales de todo tipo. El principal objetivo entonces era crecer a nivel profesional, ir poco a poco encontrando mi lugar en el sector y el trabajo final de grado que aquí se presenta quedó a la espera de encontrar una motivación potente para dedicar el tiempo y la estima que demanda. Transcurridos ya un par de años, llega el momento de consolidar todos los conocimientos adquiridos hasta ahora.

La elección del tema surgió por la inquietud de dedicar un estudio exhaustivo a una situación particular que merecía más atención de la que el día a día en la oficina puede proporcionar. A nivel global, es una oportunidad de incorporar el cálculo por elementos finitos como una herramienta efectiva y de peso que hasta el momento no era utilizada y con ello introducir un cambio en la metodología de trabajo habitual. A nivel particular la aplicación pretende evaluar el producto que fabricamos e intentar desarrollar una serie de mejoras que pueden aplicarse en ocasiones futuras ayudando a la empresa a ser más competitiva.

Finalmente, a nivel personal, es una buena ocasión para lidiar con un puente grúa de gran complejidad y tomarlo como un gran reto. Es una pena no poder entrar, por volumen de trabajo, en según qué aspectos muy interesantes derivados del tema.

2. Introducció

Proyectar y fabricar puentes grúa de gran capacidad siempre resulta un nuevo reto. Incluso para empresas consagradas y con dilatada experiencia en el sector no acostumbra a ser, por lo general, una tarea fácil. Cada una de ellas se concibe a medida, valorando todas las variables que la harán ajustarse perfectamente al trabajo que deberá desempeñar. Primeramente, se debe cumplir con los requisitos de funcionalidad (estudiando los tipos de maniobras, la morfología de las cargas habituales a elevar, las velocidades de ejecución, etc). Y a su vez, se debe adaptar al lugar y entorno de trabajo destino del cliente, englobando ambientes de trabajo tan dispares como actividades industriales se puedan imaginar.

Es habitual que en la competencia que pueda haber entre las empresas por adjudicarse este tipo de proyectos que implican cierto desembolso económico primen en mayor o menor proporción tanto el precio como la calidad del producto (incluyendo en este caso el diseño propio y el prestigio de la marca). Precisamente por temas económicos y de prestigio es importante que en el proceso de diseño no se cometan errores que puedan desencadenar posteriores problemas durante su funcionamiento. Por lo general, suelen tener un periodo de garantía elevado y el precio a pagar por solucionar imprevistos en la implementación del puente grúa pueden afectar al margen comercial de toda la operación.

En este marco tan amplio, el trabajo se focaliza en diseñar la estructura metálica para un puente grúa birraíl nuevo de 25 toneladas de capacidad y 33 metros de luz.

A la vez que seguimos este laborioso proceso, nos interesa resolver un problema de carácter técnico y de aplicación más transversal. Hemos podido ver que en algunas situaciones determinadas muy puntuales en otros puentes grúa de gran tonelaje parecidos al que estudiaremos y que ya llevan años en funcionamiento aparecen unas grietas en unos puntos concretos siguiendo un patrón relativamente parecido. Repetimos que este fenómeno ocurre de manera excepcional, pero queremos estudiar a fondo la problemática. Nos preguntamos si esto puede hacernos replantear el diseño o hasta qué punto debemos hacerlo, o si por lo contrario puede ser causado por factores ajenos.

Puede enfocarse también, como un análisis que pretende justificar al cliente el porqué de lo sucedido en los casos que se ha dado. Evaluar y si es posible mejorar el proceso de diseño y desarrollar el producto introduciendo, si lo consideramos oportuno, algunas modificaciones.

2.1. Objetivo del trabajo.

El objetivo principal del trabajo es intentar esclarecer el motivo por el cuál aparecen grietas en un punto determinado de la grúa puente. Este contratiempo puede afectar seriamente la integridad de la estructura, convirtiéndose en un peligro real y pudiendo desencadenar importantes daños materiales y humanos.

Para hacerlo, decidimos diseñar una estructura metálica para un puente grúa nuevo que pueda reproducir de manera parecida las condiciones de trabajo y prestaremos especial atención a aquellas consideraciones que puedan relacionarse de algún modo con las grietas.

Partiendo desde una perspectiva amplia iremos estrechando el cerco para dar con información suficiente y poder resolver el problema. A priori, buscamos proponer una solución que lo evite y a la vez que minimice el coste de su aplicación. Poder justificar el cambio y asegurar en la medida de lo posible que, de este modo, no volverá a repetirse.

Será importante en el inicio ser sutil en la contextualización. Comprender el funcionamiento básico del puente grúa y como se transmiten las fuerzas en sus principales movimientos, los mecanismos que la rigen, así como los componentes principales. Nos servirá para mostrar en que detalle nos centramos y dar imagen de su gran envergadura total. Con ello empezaremos el proceso de cero. Seguiremos todos los pasos necesarios para el dimensionamiento de la nueva estructura y la definiremos. Veremos más adelante que en algunos aspectos concretos, como esta aplicación en particular de las grietas, el método de cálculo analítico resulta demasiado amplio y no resuelve concretamente los aspectos locales. Es por eso que incorporamos el cálculo por elementos finitos gracias al programa “SolidWorks”. La intención es intentar ganar en precisión. Tener la máxima información posible sobre los puntos críticos y ver si hay algún desacuerdo con los resultados obtenidos.

3. Listado de tablas y figuras

Tipo	Referencia	Denominación	Página
Figura	5 nº1	Puente Grúa.	9
Figura	5 nº2	Grúa pórtico.	9
Figura	5 nº3	Grúa semi-pórtico.	10
Figura	5 nº4	Grúa ménsula.	10
Figura	5 nº5	Brazo giratorio.	10
Figura	6.1 nº1	Vista general de la estructura.	12
Figura	6.2 nº1	Sección del mecanismo de traslación de puente.	13
Figura	6.2 nº2	Sección del mecanismo de rodillos guía.	14
Figura	6.3 nº1	Vista en planta de los componentes del carro.	16
Figura	7.2 nº1	Grieta en un rigidizador interior vertical del testero.	19
Figura	7.2 nº2	Grieta en un rigidizador oblicuo interior del testero.	19
Figura	7.2 nº3	Grieta exterior del testero. Placa de unión.	20
Tabla	7.3 nº1	Características principales.	21
Tabla	7.4 nº1	Número total de maniobras.	23
Tabla	7.4 nº2	Factor de espectro.	24
Tabla	7.4 nº3	Clase de utilización.	25
Tabla	7.4 nº4	Grupos de la nueva estructura.	25
Figura	8.2.2 nº1	Sección resistente de la jácena.	28
Figura	8.2.7 nº1	Posición de los rigidizadores en las almas de las jácenas.	34

Tipo	Referencia	Denominación	Página
Figura	8.2.7 nº2	Recuadro a rigidizar en la cabeza de la jácena.	36
Figura	8.3.2 nº1	Sección resistente del testero.	43
Figura	8.4 nº1	Cabezal del testero y sección A-A.	50
Figura	8.4 nº2	Sección B-B del testero.	53
Figura	8.4 nº3	Sección C-C del testero.	55
Figura	8.5 nº1	Tipos de entrega.	57
Figura	8.5 nº2	Distribución de las cargas en la placa.	58
Figura	8.5 nº3	Distancias verticales de los tornillos.	59
Figura	8.5 nº4	Distancias reales entre ejes de los tornillos.	60
Figura	8.5 nº5	Resumen de esfuerzos sobre el tornillo más desfavorable.	61
Figura	10.2 nº1	Resumen de acciones sobre el testero.	72
Figura	10.3 nº1	Representación de las acciones en el testero.	72
Figura	10.3 nº2	Sección axial del testero.	73
Figura	10.3 nº3	Detalle exterior del testero. Placa de unión.	73
Figura	11.0 nº1	Modificaciones de los rigidizadores.	75
Figura	11.0 nº2	Modificaciones en las chapas exteriores.	75
Figura	11.1 nº1	Resultados de tensiones en los testers modificados.	76
Figura	11.1 nº2	Resultados de tensiones en los rigidizadores modificados.	77

4. Normativa

Toda empresa fabricante de puentes grúa debe dotar al conjunto de máquina y estructura con un distintivo CE. Es decir, es responsable de que los productos que fabrica cumplen con la Directiva de Máquinas 2006/42/CE del 17 de Mayo y sus componentes son de conformidad con la Directiva de Compatibilidad Electromagnética 2004/108/CE del 15 de Diciembre. Y además que cumple con lo establecido en los Reales Decretos 1644/2008 del 10 de Octubre sobre Máquinas y 1215/97 del 18 de Julio, relativos a Seguridad de Máquinas y Prevención de Riesgos Laborales.

Las Normas armonizadas aplicadas en este caso son:

- UNE EN 12100, partes 1 y 2 de 2003. (Seguridad de las máquinas).
- UNE EN 12077-2 de 1998 (Seguridad de las grúas).
- UNE EN 60204-1, de 2007. (Equipo eléctrico de las máquinas)
- UNE EN 13850 de 2008. (Equipo de parada de emergencia)

Las Normas técnicas aplicadas en particular son:

- FEM 1001; 1987. 3 Ed. (Estructura metálica - Mecanismos)
- FEM 1001; 1998. 3 Ed. rev. (Estructura metálica - Mecanismos)
- FEM 9.341; 1983. (Tensiones locales en aletas)

Cuando el puente grúa está instalado, es imprescindible que la empresa fabricante entregue al comprador un documento con el certificado CE junto a un manual de utilización dónde se detallan todos los requerimientos para que su empleo sea seguro. A su vez, le sirve a la empresa como protección ante la justicia siempre que ocurra un accidente en el que no se hayan respetado dichas especificaciones.

5. Historia de la ciencia

Una grúa, de forma general, es una máquina destinada a elevar y/o distribuir cargas suspendidas en el espacio a través de un gancho o cualquier otro accesorio que forme parte de sus elementos constructivos.

La necesidad es la madre de toda innovación y las grúas no pueden estar ajenas a este principio. La necesidad de elevar y transportar cargas ya desde la antigüedad ha estado ligada al desarrollo de las civilizaciones y de la actividad humana. Es por eso que a lo largo de la historia han ido surgiendo y mejorándose diferentes mecanismos que contaban ya en sus inicios con poleas acanaladas, contrapesos y demás elementos que tenían la única finalidad de facilitar el transporte a partir de la ventaja mecánica.

El término que conocemos hoy en día procede de <Crane> (inglés) que a su vez es traducido como Grulla y que finalmente pasó al español como Grúa.

Aunque se desconoce con exactitud cuáles fueron sus orígenes, existen documentos antiguos donde se evidencia el uso de máquinas destinadas a dicha función por los Sumerios y Caldeos, transmitiendo estos conocimientos a los egipcios.

Los primeros vestigios del uso de las grúas semejantes a las que conocemos aparecen en la antigua Grecia, eran estructuras accionadas por hombres o animales y se empleaban principalmente para la construcción de edificios. Posteriormente, fueron desarrollándose grúas más grandes utilizando poleas para permitir la elevación de mayores pesos. En la Alta Edad Media fueron utilizadas en los puertos y astilleros para la estiba y construcción de los barcos. Su uso también era común en los ríos y estuarios, así como en los graneros de las granjas. Hasta la llegada de la revolución industrial, los principales materiales de construcción para las grúas eran la madera y la piedra. Desde su llegada hasta la fecha, los materiales más utilizados son el hierro fundido y el acero.

Las primeras grúas en disponer de energía mecánica de tracción que no fuese humana o animal fueron aquellas accionadas por máquinas de vapor en el s. XVIII. Las grúas modernas de hoy en día utilizan generalmente motores de combustión interna o motores eléctricos e hidráulicos para proporcionar fuerzas mucho mayores debido a sus grandes prestaciones de par motor. A pesar de la evolución de las grúas todavía es posible ver grúas manuales, son muy usadas en pequeños talleres o en aquellos dónde es poco rentable disponer de un equipo mayor. Recordamos que, según la normativa de riesgos laborales vigente, se establece que un hombre sólo puede cargar un peso máximo de 25 kg mientras que para las mujeres el límite es de 15 kg. El uso de grúas es por tanto indispensable y está largamente extendido sean cuáles sean sus aplicaciones.

En la actualidad existen diversos tipos de grúas con características muy dispares, estando cada una adaptada a un propósito específico. Ordenadas por tamaños se pueden encontrar desde las más pequeñas grúas de horca, usadas en el interior de los talleres, pasando por grúas torre usadas para construir edificios altos, grúas portuarias encargadas de cargar y descargar millones de contenedores al año, hasta las grúas flotantes usadas para construir cimentaciones en alta mar o para rescatar barcos encallados.

Las grúas se pueden clasificar en función de sus movimientos en:

- Fijas. Aquellas que se instalan en un lugar en el que desarrollan su trabajo, sin poder desplazarse. Es el claro ejemplo de una grúa de brazo giratorio.
- Portátiles. Son equipos que pueden ser desensamblados y trasladados hasta otro lugar. Un ejemplo sería una grúa torre.
- Móviles. Son las que tienen posibilidad de realizar movimientos de desplazamiento, ya sea sobre rieles, ruedas neumáticas, oruga, u otros medios. Por ejemplo, una grúa puente. De la que hablaremos extensamente en este trabajo.

En el ámbito industrial en el que nos encontramos, podemos encontrar los siguientes tipos:

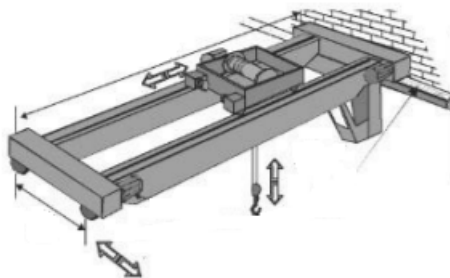


Figura 5 nº1 Puente grúa. Fuente: letsgoup.org.

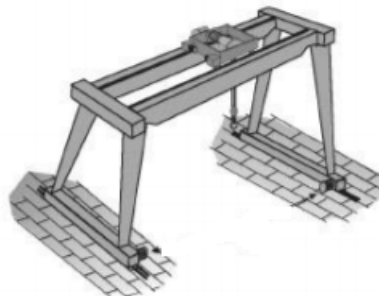


Figura 5 nº2 Grúa pórtico. Fuente: letsgoup.org.

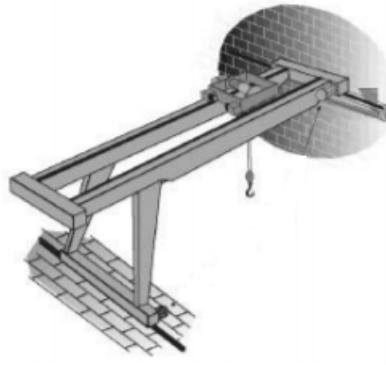


Figura 5 nº3 Grúa semi-pórtico. Fuente: letsgoup.org.

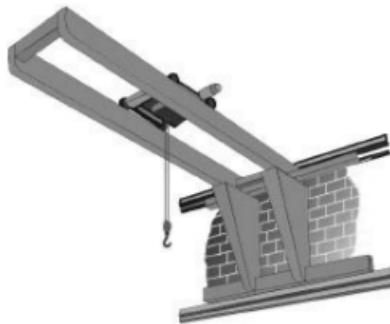


Figura 5 nº4 Grúa ménsula. Fuente: letsgoup.org.



Figura 5 nº5 Brazo giratorio. Fuente: letsgoup.org.

La elección de una tipología a otra depende de los trabajos a realizar, del emplazamiento y del precio. Para tareas que se desempeñan en un emplazamiento fijo, son más convenientes las grúas ménsula, las plumas murales (en todas sus variantes) y los brazos giratorios. Si el desplazamiento de las cargas se tiene que realizar entre puntos a cierta distancia optaremos por escoger una grúa pórtico, un semi pórtico (si la zona está próxima a una pared) o un puente grúa.

6. Generalidades. Definición de los componentes principales

Con el fin de acercar al lector y familiarizarse con algunos términos dedicamos un capítulo previo a describir de manera global los elementos que componen el puente grúa. A su vez se darán referencias sin entrar en detalle de los pasos a seguir para la elección de cada uno de los componentes.

Cabe destacar que estamos en un caso concreto y por tanto nos relacionaremos con los elementos propios de este estudio. Dependiendo del tipo de aplicación y morfología del puente grúa la descripción suele variar ligeramente, más a más si buscamos mejorar o potenciar algún aspecto en concreto o estamos bajo demanda expresa, es tarea del proyectista escoger la solución que más convenga para cada caso.

En general, podemos definir un puente grúa como una estructura móvil que se desplaza por unos rieles fijos situados a cierta altura y en paralelo a lo largo de una fábrica o nave industrial. Su uso principal es desplazar e izar cargas gracias a sus tres principales movimientos:

Traslación: movimiento del puente hacia adelante o hacia atrás (avance o retroceso).

Dirección: movimiento del gancho hacia la derecha o hacia la izquierda.

Elevación: movimiento del gancho hacia arriba o hacia abajo.

6.1. Estructura metálica del puente.

Será el núcleo de nuestro trabajo y posteriormente la definiremos al completo. En un primer momento decimos que a nivel estructural debemos determinar los siguientes elementos:

Dos jácenas principales. Una de ellas con pasarela y cabina de mando desde donde se efectuarán las maniobras. La jácena está construida a base de chapas electrosoldadas conformando un cajón, dispone de una pasarela en toda su longitud equipada con barandilla de protección. Sobre la pasarela se ubican las bancadas de soporte de los armarios de aparellaje eléctrico y resistencias. (Es habitual que en este tipo de grúas se incorpore la pasarela, pero en puentes grúa de menor tonelaje puede que no se incluya o haya simplemente una línea de vida homologada). La segunda jácena será de la misma forma que la anterior, pero sin pasarela. Sobre las jácenas se instala en ambos lados el carril de rodadura para el carro, fijado a lo largo de toda su longitud mediante grapas.

Dos testeros, también formados a base de chapas electrosoldadas, convenientemente dimensionados en forma de cajón. Previstos para que se puedan ubicar en su interior los mecanismos de traslación del

punto, es decir, el conjunto de ruedas y rodillos de guiado. Dispondrán de placas mecanizadas para su unión a las jácenas mediante tornillos de alta resistencia.

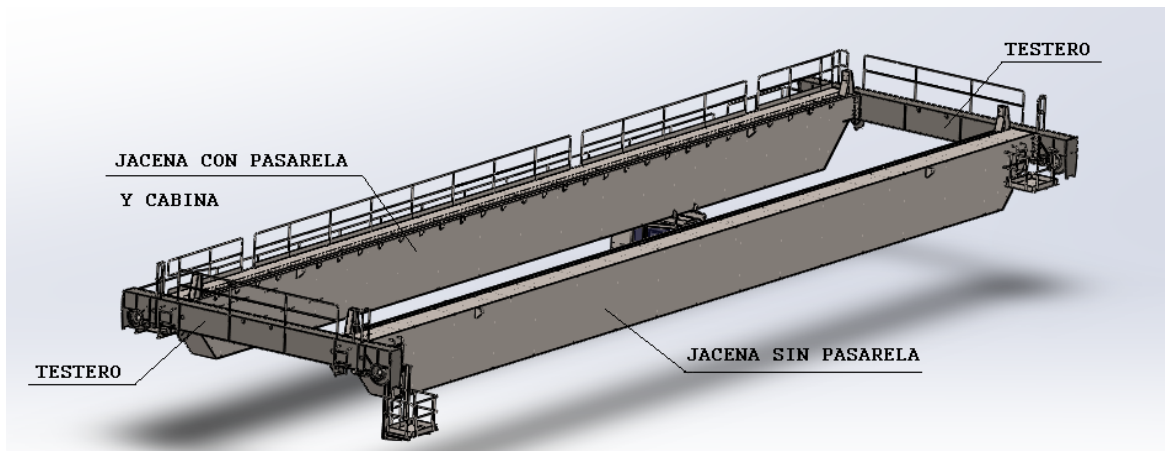


Figura 6.1 nº1. Vista general de la estructura. (Fuente: David Ventura)

6.2. Mecanismo de traslación de puente.

Estará formado por cuatro ruedas de traslación (dos por lado) de acero con llanta endurecida y sin pestaña. Dos de las cuales (una de cada lado) serán motrices y las otras dos conducidas. El movimiento se transmite por un eje calado en caliente que es atacado directamente por el reductor de velocidad, el eje gira sobre rodamientos apoyados en la estructura.

Dispone, por tanto, de dos reductores de velocidad (uno por rueda motriz). Son reductores de engranajes helicoidales en una caja estanca y baño de aceite.

Dos acoplamientos (uno por rueda motriz) de tipo de dientes abombados, con tubo separador, de unión entre el eje de salida del reductor y los ejes de las ruedas motrices.

Dos acoplamientos flexibles (uno por rueda motriz) que unen el eje del motor con el eje de entrada del reductor.

Dos frenos electrohidráulicos de zapatas (uno por rueda motriz) que actúan automáticamente por falta de corriente.

Dos motores eléctricos (uno por rueda motriz) con protección IP-54, del tipo de rotor en corto circuito y aislamiento clase F. Anclados a la estructura del puente. Previstos para funcionar a través de variador de frecuencia.

Cuatro topes amortiguadores hidráulicos, situados en las caras laterales de los testeros, capaces de absorber la energía cinética de la masa del puente-grúa hasta un 70% de su velocidad máxima.

Interruptores de fin de carrera para restringir las posiciones extremas del recorrido del puente.

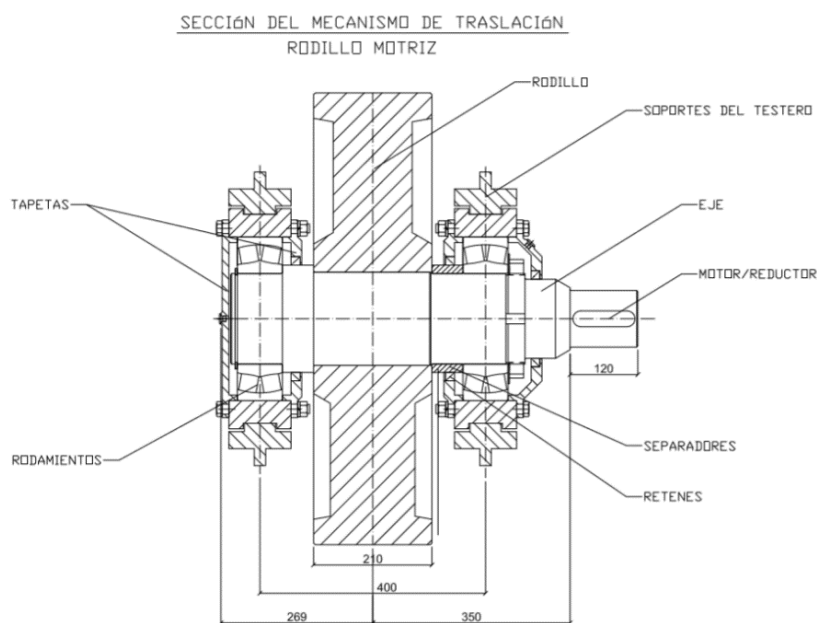


Figura 6.2 nº1. Sección del mecanismo de traslación de puente. (Fuente: David Ventura)

Para determinar el dimensionamiento del mecanismo de traslación de puente, se debe considerar la capacidad de carga del rodillo (a partir del peso por rueda que tenga el puente grúa). Comprobar que los rodamientos aguanten dicha carga. Efectuar un cálculo del eje de la rueda a fatiga por ser un elemento dinámico teniendo en cuenta la sección y los cambios de cuello. Analizar el grupo de accionamiento partiendo de la potencia demandada y determinar la relación y resistencia de los engranajes del reductor. Comprobar el par máximo del freno y que los acoplamientos entre motor-reductor y reductor-rodillo admitan el par que se desarrolla.

Situados en la base inferior del testero y cerca de las ruedas encontramos dos juegos de rodillos guía. Su misión es la del guiado del puente grúa por el carril ya que las ruedas de traslación de puente son lisas. Este elemento es el que sufre más desgaste por el rozamiento continuado, pero a su vez es una pieza fácilmente intercambiable.

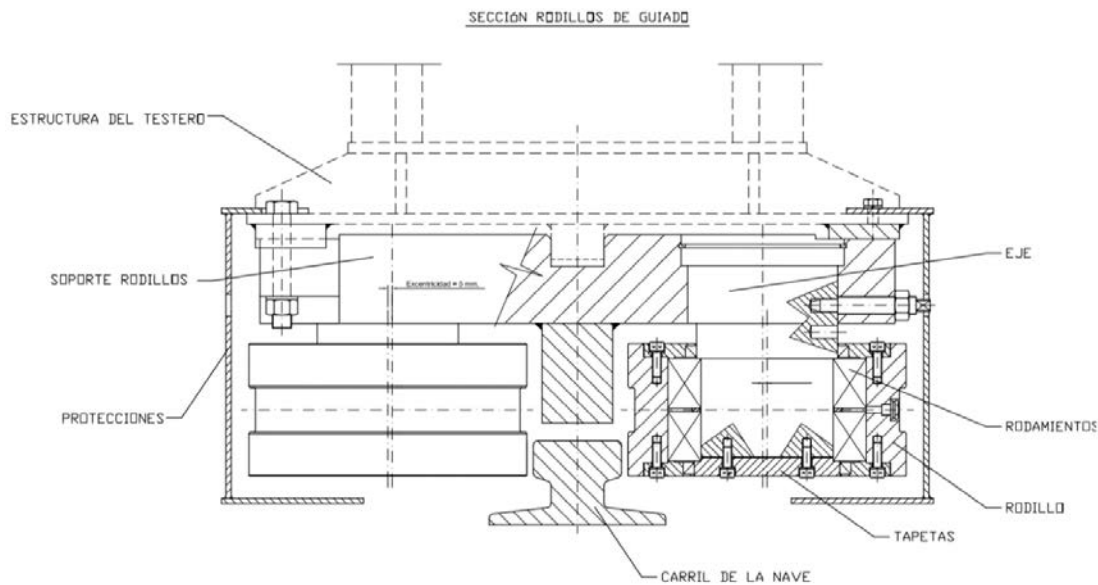


Figura 6.2 nº2. Sección del mecanismo de rodillos guía. (Fuente: David Ventura)

El conjunto consta de una estructura atornillada al soporte en la base del testero que aloja dos ejes excéntricos (para adaptarse a diferentes anchuras de carril). Sobre los ejes se montan los rodillos por medio de rodamientos. A los rodillos de guiado se les suele hacer un tratamiento de cementación en la superficie para aumentar la dureza y evitar el desgaste. Los rodillos guía solo se instalan en uno de los testeros del puente grúa.

6.3. Carro de mecanismos de elevación.

Es el elemento móvil que circula por los carriles de las jácenas principales. Consta de los elementos principales siguientes:

Un bastidor de acero laminado, calculado para resistir los esfuerzos resultantes en las condiciones de carga más desfavorables, previsto también con barandilla de protección. La estructura del carro está formada por dos vigas principales que se apoyan en los testeros del carro (parecidos a los de traslación de puente) y sobre las vigas principales se apoyan cuatro vigas secundarias.

Situados dentro de los testeros del carro encontramos también dos mecanismos de traslación (el mecanismo es similar al de traslación de puente y el cálculo será el mismo). Estos, por tanto, están compuestos por:

Cuatro ruedas de traslación, de acero aleado, con doble pestaña, dos de las cuales serán motrices (una por lado) y las otras dos conducidas. En este caso los rodillos tienen pestaña para guiar el recorrido del carro porque no hay rodillos guía. Las ruedas están apoyadas en el bastidor por medio de soportes con

rodamientos. La transmisión del movimiento es la misma. Dispone de dos reductores de velocidad en una caja estanca y baño de aceite con eje hueco de salida, que ataca directamente el eje de la rueda motriz. A su entrada, dos motores eléctricos, protección IP-54, del tipo de corto circuito, aislamiento clase F, con freno de disco incorporado. Previsto para funcionar a través de un variador de frecuencia.

También dispone de interruptores de fin de carrera para restringir las posiciones extremas del recorrido del bastidor y cuatro topes amortiguadores de celulosa, capaces de absorber la energía cinética de la masa del carro cuando este llega al fin de su recorrido.

El mecanismo de elevación principal es sustentado por el bastidor del carro y estará compuesto por:

Un aparejo de cuatro poleas de renvío (total 8 ramales), del que se suspende el gancho. Para diseñar las poleas habrá que determinar el diámetro de fondo según normativa con la carga a elevar, ver que los rodamientos aguantan la carga y la velocidad de giro. Y calcular el eje a flexión con las cargas puntuales que actúan pues en este caso el eje es fijo.

Cables metálicos extra flexibles, de composición y diámetro adecuados. Tendremos que calcular el diámetro a partir de la carga de rotura y los coeficientes de seguridad teniendo en cuenta que el aparejo es de 8 ramales.

Dos tambores de acero con ranurado helicoidal, con una salida de cable por tambor, siendo su arrollamiento en una sola capa. El sistema de elevación es centrado (no existen ligeras traslaciones al efectuar la elevación). Es decir, hay dos tambores ranurados a izquierdas y derechas respectivamente que giran a la vez y desenrollan el cable de manera simétrica. El diámetro primitivo del tambor se calcula según normativa y el ranurado a partir del cable. Los tambores están apoyados mediante soportes con rodamientos (tendremos que calcular que aguantan). La transmisión de movimiento es mediante un eje acoplado a un motor reductor. Igual que anteriormente tendremos que calcular la sección del eje a fatiga ya que está en giro continuo.

Los reductores de velocidad están alojados en una caja estanca y baño de aceite y atacan directamente a los tambores de elevación, por medio de los acoplamientos del tipo barriletes, rígidos a la torsión, pero capaces de absorber estáticamente las deformaciones que las diferentes condiciones de carga producen en el bastidor del carro.

Los motores eléctricos tienen protección IP-54 y aislamiento clase F. Estarán anclados también a la estructura del carro y estarán previstos para funcionar a través de variadores de frecuencia.

Dispondremos también de acoplamientos elásticos entre reductores y motores, con tambor de freno. Un freno electrohidráulico de zapatas actuará automáticamente por falta de corriente.

Por seguridad se instala también un limitador de carga, que interrumpirá la maniobra al sobrepasar la carga nominal en el mecanismo.

Finalmente dispondremos de un interruptor final de carrera con contactos para las posiciones inferior y superior de la carga. Para ésta última posición se prevé doble contacto, uno de ellos de seguridad actuando sobre el contactor general.

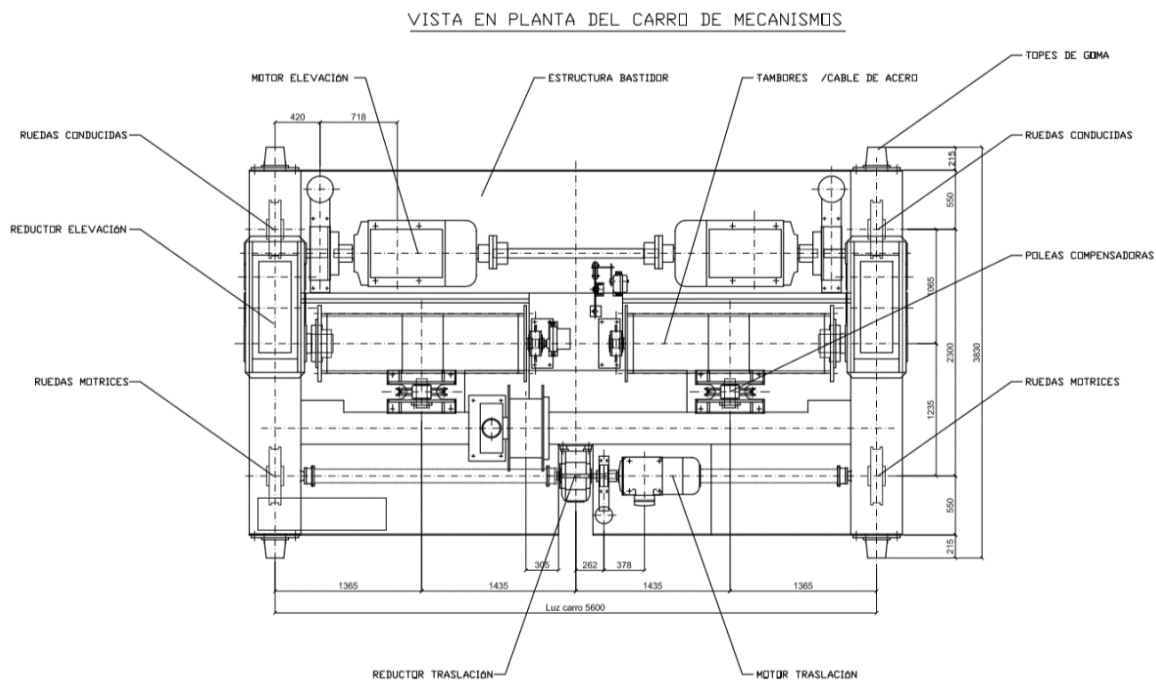


Figura 6.3 nº1. Vista en planta de los componentes del carro. (Fuente: David Ventura)

6.4. Equipo eléctrico.

Juegan un papel importante en el funcionamiento del puente grúa. En este caso solo enumeremos los principales componentes para tener una referencia ya que muy a menudo las averías se producen por temas eléctricos. Para este caso, se tendrá que determinar lo siguiente:

Armarios de aparellaje eléctrico, dispuestos sobre las bancadas de la pasarela del puente. En estos armarios se ubicarán los contactores y demás elementos eléctricos, variadores de frecuencia, etc. Dispondrán de luz interior y de una toma de corriente monofásica a 220 V, 60 Hz.

El circuito de maniobra, por lo contrario, será de 24 V para los mandos y de 110 V para la alimentación de los relés y maniobras propias de funcionamiento de la grúa.

Se instalará una toma de corriente del carro por medio de cable conductor plano y flexible, formando bucles suspendidos de carrillos desplazables bajo un perfil dispuesto a lo largo de una de las jácnas principales del puente.

También se instalará una toma de corriente del puente por medio de tres frotadores adecuados a la línea de toma de corriente situada a lo largo del recorrido de los carriles de la nave.

Contaremos a nivel genéricos los conductores eléctricos, para la total instalación interior del carro y del puente incluyendo cajas de derivación con regleteros de bornes, para la interconexión de los conductores, bucles, tomas de corriente, etc.

Dispondremos de alumbrado de la zona de trabajo mediante 4 focos situados en una de las jácnas del puente, éstos se accionarán desde la cabina de mando.

El mando es a través de una cabina fija en el centro de la grúa, equipada con controlas de mando, en su interior se ubicarán los elementos eléctricos correspondientes.

Finalmente se instalarán dispositivos de aviso acústicos y luminosos, de funcionamiento de grúa y acceso a la misma, pudiéndose accionar un claxon de aviso desde la cabina.

7. Funcionamiento actual

7.1. Antecedentes

Para definir la estructura de cada puente grúa, a nivel interno en la empresa existe una clasificación basada en el cálculo analítico que a lo largo de muchos años se han ido instaurando, esta estandarización es el punto de partida para diseñar en su primera fase. Se basan sólo en los aspectos más globales, se trata de escoger entre una serie de “modelos” que servirán de base, para posteriormente ser adaptados a cada caso concreto. Están contrastados y se han ido mejorando con el paso del tiempo y, por tanto, de entrada, los tomamos como fiables. Aun así, posteriormente lo que se hace es comprobar con las características concretas de cada puente grúa que la elección cumple con los criterios de cálculo y normativa. Normalmente la comprobación siempre nos da un resultado aceptable, es por eso por lo que la tomamos a nivel de justificación y en caso de que así lo requiera expresamente el cliente.

7.2. Deficiencias

Una vez puesto en funcionamiento, el mantenimiento en este tipo de máquinas de gran envergadura es una tarea indispensable. Por normativa se exige a la empresa realizar un seguimiento periódico de los puentes grúas con más o menos asiduidad dependiendo de sus características. Se trata de revisar que todos los componentes presentan un buen estado y no se han deteriorado con el paso del tiempo. Evidentemente hay algunos elementos que tienen un papel más importante en cuanto a seguridad (como el cable de acero en la elevación, por ejemplo) en los que hay que parar especial atención. También hay algunos más susceptibles a ser cambiados por estar expuestos a más desgaste. Hablamos de aquellas piezas que tienen una esperanza de vida menor como los rodamientos y retenes de los ejes de las poleas o los propios rodillos de guiado. Normalmente son piezas de poco coste que ya diseñan para ser fácilmente intercambiables y que se prevé que durante el funcionamiento habitual puedan desgastarse. La empresa acostumbra a tener recambios preparados en su almacén para agilizar las reparaciones.

En cualquier caso, durante el diseño se debe prestar mucha atención en priorizar y garantizar en todo momento la seguridad del operario a los mandos en la cabina o de las personas que pueda haber a su alrededor y puedan verse afectadas. Siempre se contempla que pueda haber averías de todo tipo debidas al funcionamiento que resultan imprevisibles, para ello es importante establecer mecanismos para evitar que las consecuencias resulten verdaderamente relevantes como los sistemas anticaída o antidescarrilamiento.

Otra cosa distinta es el caso que veremos a continuación. Exponemos una situación real dónde durante las tareas de mantenimiento rutinarias se detectaron unas grietas en la propia estructura metálica de un testero. Este problema resulta verdaderamente preocupante porque se podría atribuir a un error de concepción en su inicio. Las grietas son de escasamente unos centímetros y están ubicadas principalmente en los rigidizadores interiores que refuerzan los soportes de las ruedas y en la chapa exterior situada en la base de la inserción con las placas de las jácenas principales. Solo en el testero que contiene el mecanismo de los rodillos guía. Veamos la zona en las imágenes.



Figura 7.2 nº1. Grieta en un rigidizador interior vertical del testero. (Fuente: David Ventura)



Figura 7.2 nº2. Grieta en un rigidizador oblicuo interior del testero. (Fuente: David Ventura)



Figura 7.2 nº3. Grieta exterior del testero. Placa de unión. (Fuente: David Ventura)

Este contratiempo nos seguirá durante todo el trabajo. Estudiaremos este ejemplo con especial atención. En el caso del testero agrietado que se presenta se observaba también que los carriles de la nave no estaban perfectamente alineados en paralelo, algo visible a simple vista, pero no exagerado. Podría atribuirse en primera instancia a que las grietas son causadas precisamente por el mal estado de los carriles ya que al ser viejos y no estar totalmente rectos, los rodillos guía trabajan más y reciben mayores impactos laterales que posteriormente se trasladarán a los testeros. Sin duda el estado de los carriles es importante, pero también es cierto que es una situación que en algunos casos o en otras naves puede suceder. Por tanto, lo que desconocemos es en que medida puede afectar, si es la causa principal o si realmente sólo es el detonante y los testeros están mal dimensionados de entrada. Llegará el caso que tendremos que dimensionar la nueva estructura y deberemos considerarlo.

7.3. Ubicación y características del nuevo puente grúa

El nuevo puente grúa objeto de estudio en este trabajo es propiedad de una empresa de actividad y reconocimiento mundial que se dedica a la producción de perfiles de acero y está ubicada en una de sus plantas en Barcelona. Concretamente trabaja en el parque de chatarra situado en una de las entradas de la fábrica. A ritmo constante los camiones llegan con la chatarra y la abocan a los fosos donde se almacena. Este puente grúa, junto a otros 3 más que desempeñan su misma función, se encarga de ir llenando unas grandes tolvas que posteriormente trasladarán el material a la entrada de los hornos. Para hacerlo, cada una de ellas tiene instalado un yugo que sostiene un pulpo electromecánico de unos 1,5 metros cúbicos de capacidad que se abre y cierra con el accionamiento de una electroválvula. Es un trabajo continuado y repetitivo que no puede detenerse, pues de ello depende todo el proceso de fundición y colada posterior. En este caso, al tratarse de procesos complejos con mucha maquinaria

asociada, se trabaja sin interrupción horaria todos los días del año y solo se detiene cuando se realizan tareas de mantenimiento o paradas de producción generales.

La empresa nos facilita los planos de la nave donde se ubicará. (*Ver Plano 00001 – Dimensiones Nave*). Uno de los primeros pasos a la hora de instalar el puente grúa es ver si el conjunto de caminos de rodadura y puente grúa puede ser sostenido por la nave. Dependiendo del tipo de nave se decide instalar una estructura autorresistente para el puente grúa o se arriostran sus columnas y caminos a los pilares de la nave, siempre que esta las pueda absorber. No es el caso de estudio de este trabajo entrar en tales disquisiciones y contaremos con que los caminos y carriles ya están instalados y aguantan las cargas. (El carril existente es tipo Burbach A-100, según norma DIN-536.)

Vemos que estamos en una nave industrial metálica situada en el exterior con cubierta pero abierta por los lados, de unos 70 metros de recorrido de carriles por los que circular. A partir de las especificaciones que se demanda el cliente resumimos las características.

<i>Descripción</i>	<i>Unidades</i>
<i>Carga a elevar:</i>	25000 kg \approx 250.000 N
<i>Luz entre ejes de carriles:</i>	33 m
<i>Velocidad de elevación:</i>	25 m/min
<i>Velocidad de traslación del carro:</i>	50 m/min
<i>Velocidad de traslación del puente:</i>	90 m/min
<i>Carga por rueda del carro:</i>	9.250 kg \approx 92.500 N
<i>Separación entre rodillos del carro:</i>	1,95 m
<i>Peso propio medio de una jácena:</i>	22500 kg \approx 225.000 N
<i>Peso propio del carro:</i>	8.000 kg \approx 80.000 N

Tabla 7.3 nº1. Características principales. (Fuente: David Ventura)

7.4. Grupo de trabajo.

Partiendo con la idea de adaptar de manera óptima cada máquina a su entorno e igual que hemos tenido en cuenta las características de la nave destacamos que uno de los primeros parámetros a determinar es el grupo de trabajo o régimen de trabajo que tendrá nuestro puente grúa. Es importante entender que no es lo mismo, a la hora de diseñar y dimensionar una grúa, un caso en que se somete al equipo a esfuerzos de carga máxima de forma constante que otro en el que se hace de forma puntual. Y tampoco se necesita el mismo equipo si éste se usa de forma esporádica a lo largo del día, a si se usa de manera continua durante tres turnos de trabajo. El grupo *FEM* analiza estos y otros parámetros para darnos un resultado óptimo específico para cada caso.

Asimismo, permite fijar los criterios de análisis y que todos los implicados en la toma de decisión hablen un mismo lenguaje. Es una norma que armoniza los parámetros de selección de los equipos, permitiendo clasificar las máquinas en función del uso real que van a tener. Un grupo *FEM* correcto nos asegura un funcionamiento adecuado a lo largo de todo el periodo de uso y un mantenimiento mínimo imprescindible, es decir, nos ayuda a optimizar en todos los sentidos la inversión realizada.

Para poder normalizar las condiciones de uso y vida útil de las herramientas de elevación, y así, poder elegir correctamente el equipo que se ajusta a nuestras necesidades se usan una serie de cálculos normalizados que clasifican las máquinas en diferentes grupos (regulados por la *FEM*) que toman en cuenta la clase de utilización (UNE 58112-1), el tiempo medio diario de funcionamiento del mecanismo (UNE 58915) y el espectro de carga (UNE 58919) entre otros parámetros.

7.4.1. Cálculo del Grupo FEM

Las estructuras que cumplan con la norma se clasificaran en ocho grupos diferentes denominados A1, A2, ... , A8 respectivamente en base a diez clases de utilización y cuatro espectros de carga.

Mediante una relación de equivalencia se realizará una tabla en base a estos dos parámetros que nos permitirá obtener el grupo de clasificación al que pertenece un equipo.

7.4.2. 1º Factor. Número de ciclos.

La clase de utilización va a depender del número de ciclos de elevación de la carga que va a realizar el aparato a lo largo de su vida útil teniendo en cuenta que un ciclo comienza cuando la carga se levanta del suelo y termina cuando el aparato está preparado para coger otra carga.

Duración total de utilización

<i>Símbolo</i>	<i>(Nº max. de ciclos o maniobras de elevación).</i>			
<i>U0</i>		n_{\max}	\leq	16.000
<i>U1</i>	16.000	$<$	n_{\max}	\leq 32.000
<i>U2</i>	32.000	$<$	n_{\max}	\leq 63.000
<i>U3</i>	63.000	$<$	n_{\max}	\leq 125.000
<i>U4</i>	125.000	$<$	n_{\max}	\leq 250.000
<i>U5</i>	250.000	$<$	n_{\max}	\leq 500.000
<i>U6</i>	500.000	$<$	n_{\max}	\leq 1.000.000
<i>U7</i>	1.000.000	$<$	n_{\max}	\leq 2.000.000
<i>U8</i>	2.000.000	$<$	n_{\max}	\leq 4.000.000
<i>U9</i>	4.000.000	$<$	n_{\max}	

Tabla 7.4 nº1. Número total de maniobras. (Fuente: David Ventura)

Esta tabla nos da una referencia de las horas que va a tener nuestro mecanismo de vida útil por diez años (que es la cantidad de años con la que se calcula).

La duración de uso total es un valor estimado considerado como un valor guía. En base a esta duración total de uso se tienen 10 clases de utilización en horas. Siguiendo con el criterio de uso escogemos la clase de utilización en horas expresada por la norma como U0, U1, ... , U9.

7.4.3. 2º Factor. Espectro de carga.

El otro parámetro que define el grupo del aparato es el espectro de cargas. El espectro de cargas hace referencia a la frecuencia con la que el aparato trabaja con la carga máxima y con la que trabaja con cargas medias o pequeñas.

La norma define cuatro estados de carga del aparato:

Q1 (ligero): Aparato que levanta raramente la carga máxima de servicio y corrientemente cargas muy pequeñas.

Q2 (moderado): Aparato que levanta con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas pequeñas.

Q3 (Pesado): Aparato que levanta con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas medianas.

Q4 (Muy pesado): Aparato que corrientemente maneja cargas próximas a la carga máxima de servicio.

<i>Símbolo</i>	<i>Factor de Espectro K_p</i>
<i>Q1</i>	$k_p \leq 0,125$
<i>Q2</i>	$0,125 < k_p \leq 0,250$
<i>Q3</i>	$0,250 < k_p \leq 0,500$
<i>Q4</i>	$0,500 < k_p \leq 1,000$

Tabla 7.4 nº2. Factor de espectro. (Fuente: David Ventura)

Es importante también destacar que además de este parámetro general de tipo de carga aquí se tendrán en cuenta otras variables como la velocidad de elevación y transporte de la carga, las condiciones de uso, etc.

Una vez que tenemos definidos los dos factores estos se clasificarán en una relación directa entre los dos valores, definiendo de esta forma el grupo de clasificación que nos permitirá saber de forma mucho más exacta qué tipo de grúa es la conveniente (a qué grupo debe pertenecer).

Es importante a la hora de analizar un equipo, hacer medidas concretas para los diferentes tipos de mecanismos (elevación y traslación) porque es frecuente, en función de los usos, que los componentes de ambos mecanismos no necesiten el mismo grupo FEM, pudiendo optimizar aún más si cabe el coste del mismo.

<i>Clase de espectro de carga</i>	<i>Clases de utilización.</i>									
	U0	U1	U2	U3	U4	U5	U6	U7	U8	U9
<i>Q1</i>	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
<i>Q2</i>	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
<i>Q3</i>	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
<i>Q4</i>	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

Tabla 7.4 nº3. Clase de utilización. (Fuente: David Ventura)

Tal y como hemos avanzado en las características, estamos hablando de un equipo que trabaja 24 horas al día sin interrupción para optimizar la producción y que carga el pulpo con chatarra a su máxima capacidad en cada maniobra. Por tanto, estamos de una clase de utilización U8-U9 y espectro de carga Q4. Es un puente grúa con un grupo de trabajo para su estructura claramente A8. Para el estudio nos es interesante saber que estamos delante de un caso extremo en cuanto a rendimiento.

Existe una clasificación similar para los grupos de mecanismos basada en unos criterios similares a los vistos en estructuras. Como no entraremos en este apartado no los definiremos, pero sí que nombraremos que para este puente grúa la clasificación de grupo de mecanismos es M7. Nos servirá para establecer los coeficientes dinámicos en futuros cálculos.

Completamos la tabla de características que nos faltaban resumiendo que según FEM, 1.001 Edición 1987.

<i>Tipo de grupo</i>	<i>Clasificación</i>
<i>Estructuras</i>	A8
<i>Mecanismos elevación y traslación</i>	M7

Tabla 7.4 nº4. Grupos de la nueva estructura. (Fuente: David Ventura)

8. Análisis y diseño de la estructura

8.1. Tensiones admisibles.

Según la normativa vista en el *Apartado 4* el cálculo de los elementos se efectúa a partir de los coeficientes de seguridad que se establecen. En este caso, las jácenas y testeros están previstos para construirse con un acero tipo S 275 JR que con una carga de rotura mínima de $\sigma_R = 410 \text{ N/mm}^2$ y un límite elástico de $\sigma_E = 275 \text{ N/mm}^2$ admiten los coeficientes de trabajo siguientes:

A flexión:

$$\sigma_a = 183 \text{ MPa}$$

A cortadura:

$$\tau_a = 105 \text{ MPa}$$

Tensión de comparación:

$$\sigma_c = 183 \text{ MPa}$$

A su vez, las normas *FEM*, indican que para el cálculo se han de tener en consideración los coeficientes siguientes en función del grupo de trabajo que hemos considerado en el *Apartado 7.4*.

Coeficiente dinámico:

$$\psi = 1,31$$

Coeficiente de grupo (Para A8):

$$\gamma = 1,2$$

Estos valores serán nuestra referencia en todo momento durante el desarrollo del cálculo a efectuar.

8.2. Cálculo de la estructura de las jácenas principales.

Entramos ya en la fase propiamente de diseño. El objetivo principal será siempre obviamente que el modelo cumpla en cuanto a resistencia teniendo en cuenta de las solicitaciones que se estiman. Partiendo de esta base debemos pensar en su funcionalidad, nos interesa sobre todo que el carro tenga el máximo recorrido posible y que se adapte a la nave en cuanto a distancia entre los caminos y las correas o entre los diferentes elementos estructurales que pueda haber. Pero también hay que pensar

en otros aspectos como que el ensamblaje de las piezas y el montaje final debe ser sencillo, que los tiempos de fabricación tienen que ser los mínimos posibles, tener en cuenta el transporte y optimizar el volumen de material pues tendremos en todo momento unos costes asociados. En muchos casos hay que iterar el proceso hasta dar con la mejor solución.

El cálculo sigue siempre un camino similar. Verificamos punto por punto que va cumpliendo con las especificaciones que requiere la normativa. Primero a nivel general y posteriormente los aspectos más concretos, pues intentamos que si hay que modificar algo sea lo más rápido posible y no haya que volver al inicio.

8.2.1. Momentos flectores en la viga.

Estimamos:

El peso de la viga con pasarela y cabina:

$$P_V = 280000 \text{ N}$$

Luz del puente grúa:

$$L = 33 \text{ m}$$

La carga media por rueda del carro:

$$P_R = 107250 \text{ N}$$

Distancia entre ruedas del carro:

$$D_R = 2,3 \text{ m}$$

Momento debido al peso propio de la viga:

$$M_G = \frac{P_V \cdot L}{8} = 1155000 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 8.2.1 n}^\circ 1)$$

El momento flector debido al carro cargado:

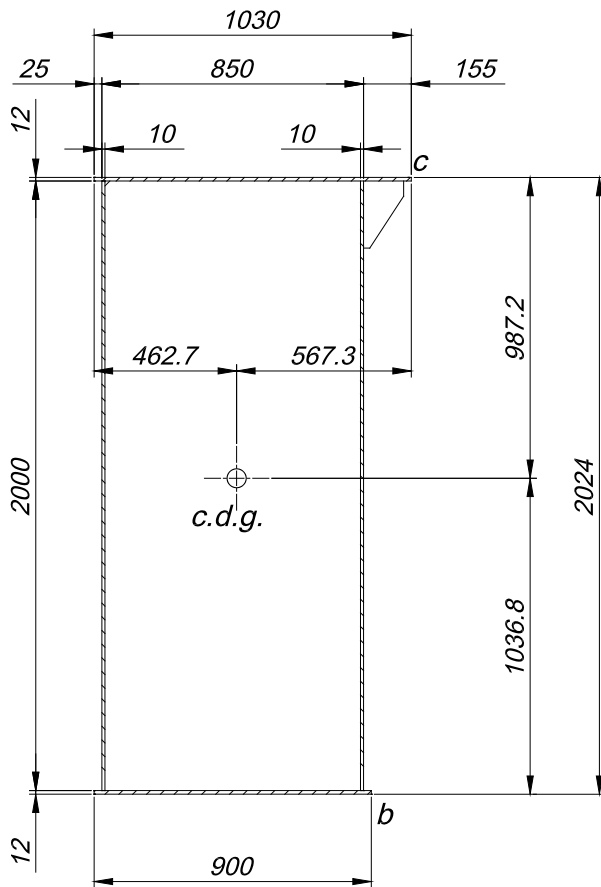
$$M_L = \frac{P_R \cdot \left(L \cdot \frac{D_R}{2}\right)^2}{2 \cdot L} = 1648437 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 8.2.1 n}^\circ 2)$$

El momento flector debido al frenado de la grúa:

$$M_H = \frac{M_G + M_L}{14} = 200246 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 8.2.1 n}^\circ 3)$$

8.2.2. Características de la viga.

La estructura resistente de la jácena es la representada en la figura contigua:



Sus características estáticas son:

Sección:

$$S = 631,6 \text{ cm}^2$$

Sección del alma:

$$A_{AX} = 400 \text{ cm}^2$$

En dirección vertical:

$$J_X = 3673337 \text{ cm}^4$$

$$W_{XB} = 35428 \text{ cm}^3$$

$$W_{XC} = 37211 \text{ cm}^3$$

En dirección horizontal:

$$J_Y = 892000 \text{ cm}^4$$

$$W_Y = 15724 \text{ cm}^3$$

Figura 8.2.2 nº1. Sección resistente de la jácena. (Fuente: David Ventura).

8.2.3. Coeficientes de trabajo a flexión.

8.2.3.1. Coeficientes de trabajo a flexión en la base de la viga.

Por pesos propios:

$$\sigma_{GXB} = \frac{M_G}{W_{XB}} = 32,6 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.2.3 nº1})$$

Por el carro cargado:

$$\sigma_{LXB} = \frac{M_L}{W_{XB}} = 46,5 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.2.3 nº2})$$

Por el frenado:

$$\sigma_{HY} = \frac{M_H}{W_Y} = 12,7 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.2.3 n}^\circ 3)$$

Teniendo en cuenta:

Coeficiente dinámico:

$$\psi = 1,31$$

Coeficiente de grupo (Para A8):

$$y = 1,2$$

Obtenemos el coeficiente de flexión total:

$$\sigma_{XB} = y \cdot (\sigma_{GXB} + \sigma_{LXB} + \sigma_{HY} + \psi) = 127,5 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.2.3 n}^\circ 4)$$

ADMISIBLE por ser 127,5 MPa < 183 MPa

8.2.3.2. Coeficientes de trabajo a flexión en la cabeza de la viga.

Por pesos propios:

$$\sigma_{GXC} = \frac{M_G}{W_{XC}} = 32,1 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.2.3 n}^\circ 5)$$

Por el carro cargado:

$$\sigma_{LXC} = \frac{M_L}{W_{XC}} = 44,3 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.2.3 n}^\circ 6)$$

Por el frenado:

$$\sigma_{HY} = \frac{M_H}{W_Y} = 12,9 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.2.3 n}^\circ 7)$$

Teniendo en cuenta:

Coeficiente dinámico:

$$\psi = 1,31$$

Coeficiente de grupo (Para A8):

$$y = 1,2$$

El coeficiente de flexión total será:

$$\sigma_{XC} = y \cdot (\sigma_{GXC} + \sigma_{LXC} + \sigma_{HY} + \psi) = 123,6 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.2.3 n}^\circ 8)$$

ADMISIBLE por ser 123,6 MPa < 183 MPa

8.2.4. Determinación de la compresión transversal.

Altura del carril A-65 de traslación del carro:

$$A_C = 65 \text{ mm}$$

Espesor del ala de la jácena:

$$e_{Ala} = 12 \text{ mm}$$

Espesor del alma de la jácena:

$$e_{Alma} = 10 \text{ mm}$$

La superficie de absorción de la carga será:

$$S = (50 + 2 \cdot (A_C + e_{Ala})) \cdot e_{Alma} = 2040 \text{ mm}^2 \quad (\text{Ec. 8.2.4 n}^\circ 1)$$

La carga media por rueda del carro es:

$$P_R = 107250 \text{ N}$$

Teniendo en cuenta:

Coeficiente dinámico:

$$\psi = 1,31$$

Coeficiente de grupo (Para A8):

$$y = 1,2$$

La tensión de compresión transversal será:

$$\sigma_Y = \frac{P_R}{S} \cdot \psi \cdot y = 82,6 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.2.4 n}^\circ 2)$$

La tensión de compresión total será:

$$\sigma_T = \sqrt{\sigma_X^2 + \sigma_Y^2 - \sigma_X \cdot \sigma_Y} = 109,0 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.2.4 n}^\circ 3)$$

ADMISIBLE por ser 109,0 MPa < 183 MPa

8.2.5. Esfuerzos cortantes.

8.2.5.1. Cortantes por efecto de la torsión.

La carga de dos ruedas sobre la viga será:

$$2 \cdot P_R = 214500 \text{ N}$$

Distancia entre carril y eje de gravedad vertical:

$$d_{c-e} = 0,4073 \text{ m}$$

El momento torsor será:

$$M_T = 2 \cdot P_R \cdot d_{c-e} = 87366 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 8.2.5 n}^\circ 1)$$

Aplicamos la fórmula de "Bredt". (Referencia del libro "El Acero en la Construcción" Pág. 1093).

Dónde:

El momento torsor es:

$$M_T = 87366 \text{ Nm}$$

Espesor mínimo de pared:

$$t = 10 \text{ mm}$$

Superficie encerrada por el eje de las chapas que conforman el cajón:

$$F_m = 1690090 \text{ mm}^2$$

Efectuando el cálculo obtenemos:

$$\tau_T = \frac{M_T}{2 \cdot t \cdot F_m} = 2,6 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.2.5 n}^\circ 2)$$

ADMISIBLE por ser 2,6 MPa < 105 MPa

8.2.5.2. Cortantes por esfuerzos cortantes directos.

Por pesos propios:

$$\tau_G = \frac{P_V}{2 \cdot 400 \cdot 10^2} = 3,5 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.2.5 n}^\circ 3)$$

Por el carro cargado:

$$\tau_L = \frac{P_R}{2 \cdot 400 \cdot 10^2} = 2,7 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.2.5 n}^\circ 4)$$

Teniendo en cuenta:

Coefficiente dinámico:

$$\psi = 1,31$$

Coefficiente de grupo (Para A8):

$$y = 1,2$$

La tensión cortante total:

$$\tau_{Tot} = y \cdot (\tau_G + \psi \cdot (\tau_L + \tau_T)) = 12,5 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.2.5 n}^\circ 5)$$

ADMISIBLE por ser 12,5 MPa < 105 MPa

La tensión de comparación total será:

$$\sigma_{Total} = \sqrt{\sigma_X^2 + \sigma_Y^2 - \sigma_X \cdot \sigma_Y + 3 \cdot \tau_{Tot}^2} = 111,2 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.2.5 n}^\circ 6)$$

ADMISIBLE por ser 111,2 MPa < 183 MPa

8.2.6. Deformación de la viga.

La flecha debida a los pesos propios de la jácena:

Aplicamos la fórmula siguiente. (Referencia del libro "El Acero en la Construcción" Pág. 1110).

Siendo el módulo de elasticidad:

$$E = 210000 \text{ MPa}$$

$$f_G = \frac{5 \cdot P_V \cdot L^3}{384 \cdot E \cdot J_X} = 17 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 8.2.6 n}^\circ 1)$$

ADMISIBLE por representar $\frac{1}{1942}$ de la luz < $\frac{1}{800}$

La flecha debida a la carga nominal:

Aplicamos la fórmula siguiente. (Referencia del libro “El Acero en la Construcción” Pág. 1099).

$$f_N = \frac{P_V \cdot (L - D_R) \cdot |3 \cdot L^2 - (L - D_R)^2|}{48 \cdot E \cdot J_X} = 20,6 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 8.2.6 n}^\circ 2)$$

$$\text{ADMISIBLE por representar } \frac{1}{1600} \text{ de la luz} < \frac{1}{800}$$

La flecha total será:

$$f_T = f_G + f_N = 37,6 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 8.2.6 n}^\circ 3)$$

$$\text{ADMISIBLE por representar } \frac{1}{877} \text{ de la luz} < \frac{1}{800}$$

La jácena se construirá con una contra flecha de:

$$f_{CF} = f_G + 0,5 \cdot f_N = 27 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 8.2.6 n}^\circ 4)$$

8.2.7. Rigidizadores en las jácenas.

Las jácenas serán provistas de unos diafragmas transversales modulados a 2,00 m. A continuación, estudiaremos si es necesaria la aportación de rigidizadores longitudinales en el lateral de las jácenas carril y en la cabeza.

8.2.7.1. Rigidizadores en las almas de las jácenas.

Rigidizaremos cada alma con dos perfiles en L de 70 x 70 x 7. En la figura siguiente está representada su posición y la tensión de flexión de la viga en su zona:

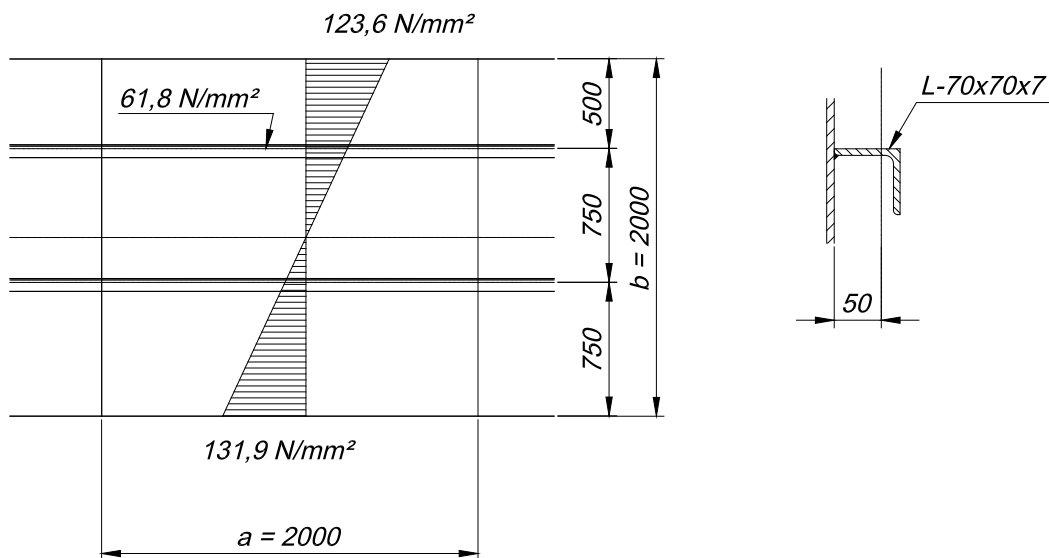


Figura 8.2.7 nº1. Posición de los rigidizadores en las almas de las jácenas. (Fuente: David Ventura).

Las características estáticas del L-70x70x7 son las siguientes:

Sección:

$$A_{L-70} = 940 \text{ mm}^2$$

Momento de inercia:

$$J_a = 424000 \text{ mm}^4$$

El momento de inercia total del rigidizador con la parte colaborante del alma de la jácena es:

$$J_T = J_a + A_{L-70} \cdot 50^2 = 2774000 \text{ mm}^4 \quad (\text{Ec. 8.2.7 nº1})$$

El cálculo lo efectuamos siguiendo las fórmulas siguientes. (Referencia del libro "El Acero en la construcción" Pág. 655. (Coincide con la norma DIN 4114-1).

$$\alpha = \frac{a}{b} = 1,03 \quad (\text{Ec. 8.2.7 nº2})$$

Por ser:

$$\alpha > 0,5$$

Consideramos la expresión:

$$y^* = (12 + 92 \cdot \delta) \cdot (\alpha - 0,3)$$

Siendo:

$$\delta = \frac{A_{L-70}}{b \cdot t} = 0,0482 \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 3)$$

Obtenemos:

$$y^* = 11,63 \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 4)$$

El momento de inercia mínimo necesario para rigidizar correctamente tiene que ser:

$$J_{Min} = 0,092 \cdot b \cdot t^3 \cdot y^* = 2086422 \text{ mm}^4 \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 5)$$

$$\text{ADMISIBLE por ser } 2086422 \text{ mm}^4 < 2774000 \text{ mm}^4$$

Comprobamos ahora el recuadro superior rigidizado de 2000 x 500:

De acuerdo con lo indicado en la tabla 6.2. (Referencia del libro "El Acero en la Construcción" Pág. 656).

$$\alpha_2 = \frac{a}{b} = 4 \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 6)$$

$$\gamma = \frac{\sigma_{RIG}}{\sigma_{XC}} = 0,5 \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 7)$$

Por ser:

$$\alpha > 0,5$$

Obtenemos:

$$k = \frac{8,4}{\gamma + 1,1} = 5,25 \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 8)$$

Calculamos la tensión de Euler:

$$\sigma_{EULER} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot t^2}{12 \cdot b^2 \cdot (1 - \mu^2)} = 75,9 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 9)$$

Siendo el Módulo de elasticidad:

$$E = 210000 \text{ MPa}$$

Módulo de elasticidad transversal:

$$\mu = 0,3$$

Espesor de la chapa:

$$t = 10 \text{ mm}$$

Altura del recuadro a rigidizar:

$$b = 500 \text{ mm}$$

Calculamos de acuerdo con lo indicado en la tabla 7. (Referencia del libro "El Acero en la Construcción" Pág. 658).

$$k \cdot \sigma_{EULER} = 398,5 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 10)$$

Por tanto:

$$\sigma_{VK} = 2229,9 \text{ MPa}$$

Finalmente obtenemos la seguridad al abollamiento:

$$S_A = \frac{\sigma_{VK}}{\sigma_{XC}} = 1,86 \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 11)$$

ADMISIBLE por ser $1,86 \geq 1,35$

8.2.7.2. Rigidizadores en la cabeza de las jácenas.

En la figura siguiente esta esquematizado el recuadro a rigidizar.

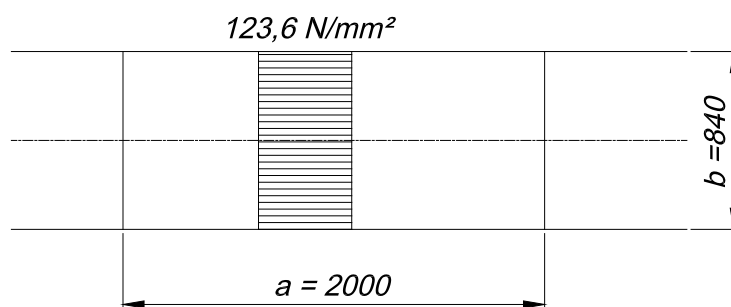


Figura 8.2.7 n°2. Recuadro a rigidizar en la cabeza de la jácena. (Fuente: David Ventura).

Estudiamos un perfil tipo IPN-80 como rigidizador longitudinal, siendo sus características estáticas las siguientes:

Sección:

$$A_{IPN-80} = 1310 \text{ mm}^2$$

Momento de inercia:

$$J_a = 778000 \text{ mm}^2$$

El momento de inercia total del rigidizador con la parte colaborante de la jácena es:

$$J_T = J_a + A_{IPN-80} \cdot 40^2 = 2874000 \text{ mm}^4 \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 12)$$

Calculamos de acuerdo con la fórmula. (Referencia del libro "El acero en la construcción" Pág. 687).

$$\alpha = \frac{a}{b} = 4,76 \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 13)$$

Por ser:

$$\alpha > 1$$

Consideramos la expresión:

$$y^* = (0,53 + 0,47 \cdot \gamma) \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot [8 \cdot (1 + 2 \cdot \delta) - 1]^2 + \frac{1 + 2 \cdot \delta}{2} \right) \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 14)$$

Siendo:

$$\delta = \frac{A_{IPN-80}}{b \cdot t} = 0,075 \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 15)$$

Y siendo:

$$\gamma = \frac{\sigma_{RIG}}{\sigma_{XC}} = 1 \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 16)$$

Obtenemos:

$$y^* = 17,3 \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 17)$$

El momento de inercia mínimo necesario para rigidizar tiene que ser:

$$J_{Min} = 0,092 \cdot b \cdot t^3 \cdot y^* = 2312910 \text{ mm}^4 \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 18)$$

ADMISIBLE por ser $2312910 \text{ mm}^2 < 2874000 \text{ mm}^4$

Comprobamos ahora el recuadro rigidizado de 2000 x 420.

Calculamos de acuerdo con lo indicado en la tabla 6.2. (*Referencia del libro "El Acero en la Construcción" Pág. 656*).

$$\alpha_2 = \frac{a}{b} = 4,76 \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 19)$$

$$\gamma = \frac{\sigma_{RIG}}{\sigma_{XC}} = 1 \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 20)$$

Por ser:

$$\alpha > 1$$

Obtenemos:

$$k = \frac{8,4}{\gamma + 1,1} = 4 \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 21)$$

Calculamos la tensión de Euler:

$$\sigma_{EULER} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot t^2}{12 \cdot b^2 \cdot (1 - \mu^2)} = 154,9 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 22)$$

Siendo el módulo de elasticidad:

$$E = 210000 \text{ MPa}$$

Módulo de elasticidad transversal:

$$\mu = 0,3$$

Espesor de la chapa:

$$t = 12 \text{ mm}$$

Altura del recuadro a rigidizar:

$$b = 420 \text{ mm}$$

Calculamos de acuerdo con lo indicado en la tabla 7. (*Referencia del libro "El Acero en la Construcción" Pág. 658*).

$$k \cdot \sigma_{EULER} = 619,6 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 23)$$

Por tanto:

$$\sigma_{VK} = 236 \text{ MPa}$$

Finalmente obtenemos la seguridad al abollamiento:

$$S_A = \frac{\sigma_{VK}}{\sigma_{XC}} = 1,91 \quad (\text{Ec. 8.2.7 n}^\circ 24)$$

ADMISIBLE por ser $1,91 \geq 1,35$

8.2.8. Comprobación de las frecuencias en las jácenas.

Efectuamos el cálculo siguiendo las indicaciones. (*Anexo B de la Norma ISO-22986 “Grúas – Rigidez – Grúas puente y pórticos rodantes”*).

Calculamos las frecuencias naturales tanto las verticales como las horizontales.

8.2.8.1. Frecuencias naturales verticales.

Aplicamos la expresión:

$$FR_V = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{48 \cdot E \cdot J_X}{s^3 \cdot (m_C \cdot m_I \cdot 0,4857 \cdot m_G)}} = 2,22 \text{ Hz} \quad (\text{Ec. 8.2.8 n}^\circ 1)$$

ADMISIBLE por ser $2,22 \text{ Hz} \geq 2,19 \text{ Hz}$

Dónde:

Masa del carro:

$$m_C = 15000 \text{ kg}$$

Masa de la carga a elevar:

$$m_I = 25000 \text{ kg}$$

Masa media de la jácena:

$$m_G = 265000 \text{ kg}$$

Módulo de elasticidad:

$$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ MPa}$$

Momento de inercia de la viga:

$$J_X = 0,03673337 \text{ m}^4$$

Luz entre ejes de carriles:

$$s = 33 \text{ m}$$



8.2.8.2. Frecuencias naturales horizontales.

Aplicamos la expresión:

$$FR_H = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{SC} \cdot E \cdot J_Y}{s^3 \cdot (m_C + K_{MG} \cdot m_G)}} = 2,5 \text{ Hz} \quad (\text{Ec. 8.2.8 n}^\circ 2)$$

ADMISIBLE por ser 2,5 Hz \geq 1,8 Hz

Dónde:

Masa del carro:

$$m_C = 15000 \text{ kg}$$

Masa media de la jácena:

$$m_G = 265000 \text{ kg}$$

Módulo de elasticidad:

$$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ MPa}$$

Momento de inercia de la viga:

$$J_Y = 0,00892 \text{ m}^4$$

Luz entre ejes de carriles:

$$s = 33 \text{ m}$$

Las constantes para el caso:

$$K_{MG} = 0,43$$

$$K_{SC} = 125$$

Con los resultados obtenidos vemos que el modelo es correcto, la sección y rigidizadores cumplen y realizamos el plano de las jácenas principales con las características de la luz entre los carriles.

Ver Plano 00002 – Vigas Principales.

Incorporamos también la pasarela en una de las vigas y dibujamos los planos de despiece.

Ver Plano 00003 – Pasarela Viga.

Finalmente incorporamos una barandilla de seguridad a lo largo de toda la jácena y de la pasarela para acceder a la cabina y para futuras revisiones de los armarios eléctricos o del carro.

Ver Plano 00004 – Barandilla Pasarela.

Ver Plano 00005 – Barandilla Viga.

La barandilla nos permite acceder con seguridad y poder pasar de un testero a otro sin necesidad de anclarse con el arnés. Es una de las protecciones obligatorias por normativa.

La cabina y la escalera de acceso están contabilizadas en los cálculos, pero no realizaremos el plano ya que propiamente no forma parte de la estructura resistente y podrían considerarse piezas anexas.

8.3. Cálculo de la estructura de los testeros.

El cálculo de la estructura del testero sigue un patrón muy parecido al de las jácenas principales, pero en este caso contando con las solicitaciones que se le atribuyen.

Igual que anteriormente realizamos los cálculos paso a paso.

8.3.1. Determinación de la carga sobre el testero.

Estimamos:

El peso medio de cada jácena:

$$P_M = 265000 \text{ N}$$

Peso del carro y yugo sin carga:

$$P_C = 179000 \text{ N}$$

Peso de la carga:

$$P_N = 250000 \text{ N}$$

Acercamiento máximo del carro a un testero:

$$D_C = 1,8 \text{ m}$$

Luz entre ejes de carriles:

$$L = 33 \text{ m}$$

Las reacciones por peso propio y carro cargado de una viga sobre el testero serán:

Por peso propio de la jácena:



$$T_G = \frac{P_M}{2} = 130000 \text{ N} \quad (\text{Ec. 8.3.1 n}^\circ 1)$$

Por el carro cargado:

$$T_C = \frac{(P_C + P_N) \cdot (L - D_C)}{2 \cdot L} = 200000 \text{ N} \quad (\text{Ec. 8.3.1 n}^\circ 2)$$

Por el peso propio del testero:

$$T_T = 38000 \text{ N}$$

8.3.2. Determinación de los momentos flectores en el testero.

La distancia entre ruedas es:

$$D_T = 8,7 \text{ m}$$

La luz entre ejes de carriles del carro:

$$L_C = 5,6 \text{ m}$$

La proyección horizontal entre carril del carro y rueda del testero:

$$L_H = \frac{D_T - L_C}{2} = 1,55 \text{ m}$$

Momento flector por pesos propios:

$$M_G = \frac{T_T \cdot D_T}{8} + (T_G \cdot L_H) = 242825 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 8.3.2 n}^\circ 1)$$

Momento flector por el carro cargado:

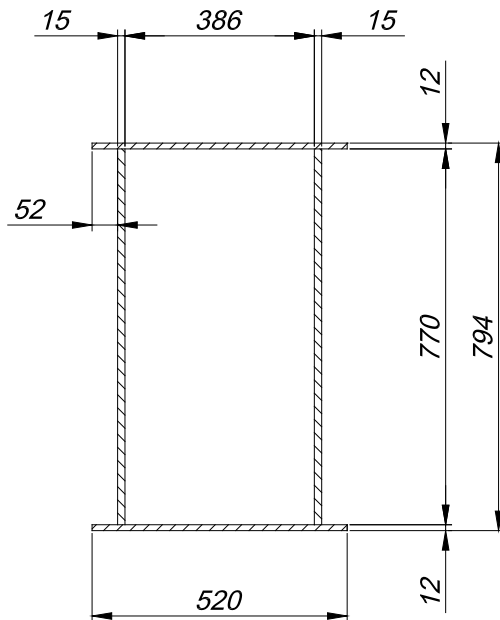
$$M_L = (T_C \cdot L_H) = 310000 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 8.3.2 n}^\circ 2)$$

Momento flector por frenado del carro cargado:

$$M_H = \frac{(M_G + M_L)}{10} = 55283 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 8.3.2 n}^\circ 3)$$

8.3.3. Características del testero.

La estructura resistente del testero está representada en la figura siguiente:



Sus características estáticas son:

Sección:

$$S = 355,8 \text{ cm}^2$$

Sección del alma:

$$A_{AX} = 231 \text{ cm}^2$$

En dirección vertical:

$$J_X = 304944 \text{ cm}^4$$

$$W_X = 7681 \text{ cm}^3$$

En dirección horizontal:

$$J_Y = 121027 \text{ cm}^4$$

$$W_Y = 4655 \text{ cm}^3$$

Figura 8.3.2 nº1. Sección resistente del testero. (Fuente: David Ventura).

8.3.4. Coeficientes de trabajo a flexión.

Los coeficientes de trabajo a flexión serán:

Por pesos propios:

$$\sigma_{GX} = \frac{M_G}{W_X} = 31,6 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.3.4 nº1})$$

Por el carro cargado:

$$\sigma_{LX} = \frac{M_L}{W_X} = 40,4 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.3.4 nº2})$$

Por el frenado:

$$\sigma_{HY} = \frac{M_H}{W_Y} = 11,9 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.3.4 nº3})$$

Teniendo en cuenta:

Coefficiente dinámico:

$$\psi = 1,31$$

Coefficiente de grupo (Para A8):

$$y = 1,2$$

Obtenemos el coeficiente de flexión total:

$$\sigma_X = y \cdot (\sigma_{GX} + \sigma_{LX} + \sigma_{HY} + \psi) = 115,7 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.3.4 n}^\circ 4)$$

ADMISIBLE por ser 115,7 MPa < 183 MPa

8.3.5. Esfuerzos cortantes sobre el testero.

8.3.5.1. Esfuerzos cortantes por efecto de la torsión.

Carga por el peso propio una jácena sobre el testero:

$$T_G = 130000N$$

Carga por el carro cargado:

$$T_C = 200000 \text{ N}$$

Distancia entre carril y placa de unión testero-viga:

$$d_{C-P} = 0,231 \text{ m}$$

El momento torsor será:

Por peso de la viga:

$$M_V = T_G \cdot d_{C-P} = 30030 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 8.3.5 n}^\circ 1)$$

Por el carro cargado:

$$M_C = T_C \cdot d_{C-P} = 46200 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 8.3.5 n}^\circ 2)$$

Aplicamos la fórmula de "Bredt". (Referencia del libro "El Acero en la Construcción" Pág. 1093).

Dónde:

El momento torsor es:

$$M_V = 30030 \text{ Nm}$$

Espesor mínimo de pared:

$$t = 12 \text{ mm}$$

Superficie encerrada por el eje de las chapas que conforman el cajón:

$$F_m = 324800 \text{ mm}^2$$

Efectuando el cálculo obtenemos:

$$\tau_V = \frac{M_V}{2 \cdot t \cdot F_m} = 4,0 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.3.5 n}^\circ 3)$$

ADMISIBLE por ser 4,0 MPa < 105 MPa

Efectuando el cálculo obtenemos:

$$\tau_C = \frac{M_C}{2 \cdot t \cdot F_m} = 6,2 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.3.5 n}^\circ 4)$$

ADMISIBLE por ser 6,2 MPa < 105 MPa

8.3.5.2. Esfuerzos cortantes por esfuerzos cortantes directos.

Por pesos propios:

$$\tau_G = \frac{T_G}{231 \cdot 10^2} = 5,6 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.3.5 n}^\circ 5)$$

Por el carro cargado:

$$\tau_L = \frac{T_C}{231 \cdot 10^2} = 8,7 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.3.5 n}^\circ 6)$$

Teniendo en cuenta:

Coeficiente dinámico:

$$\psi = 1,31$$

Coeficiente de grupo (Para A8):

$$y = 1,2$$

La tensión cortante total:

$$\tau_{Tot} = y \cdot (\tau_V + \tau_G + \psi \cdot (\tau_L + \tau_C)) = 34,9 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.3.5 n}^\circ 7)$$

ADMISIBLE por ser 34,9 MPa < 105 MPa

La tensión de comparación total será:

$$\sigma_{Total} = \sqrt{\sigma_X^2 + 3 \cdot \tau_{Tot}^2} = 130,5 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.3.5 n}^\circ 7)$$

ADMISIBLE por ser 130,5 MPa < 183 MPa

8.3.6. Deformación del testero.

La flecha debida a los pesos propios de la jácena sobre el testero será:

Aplicamos la fórmula siguiente. (Referencia del libro "El Acero en la Construcción" Pág. 1112).

Siendo el módulo de elasticidad:

$$E = 210000 \text{ MPa}$$

La distancia en proyección entre la rueda y el carril del carro:

$$C = 1550 \text{ mm}$$

La carga por el peso propio una jácena sobre el testero:

$$T_G = 130000 \text{ N}$$

El momento de inercia sobre el eje x:

$$J_X = 304944 \text{ cm}^4$$

La distancia entre ruedas de testero

$$D_T = 8,7 \text{ m}$$

Tenemos que:

$$f_G = \frac{T_G \cdot C}{384 \cdot E \cdot J_X} \cdot (3 \cdot D_T^2 - 4 \cdot C^2) = 2,85 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 8.3.6 n}^\circ 1)$$

ADMISIBLE por representar $\frac{1}{3051}$ de la luz < $\frac{1}{800}$

La flecha en el testero debida al carro cargado tiene la misma expresión con la única variación de la carga que es:

$$T_C = 200000 \text{ N}$$

Por tanto:

$$f_C = \frac{T_C \cdot C}{384 \cdot E \cdot J_X} \cdot (3 \cdot D_T^2 - 4 \cdot C^2) = 4,39 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 8.3.6 n}^\circ 2)$$

$$\text{ADMISIBLE por representar } \frac{1}{1983} \text{ de la luz} < \frac{1}{800}$$

La flecha total será:

$$f_T = f_G + f_C = 7,27 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 8.3.6 n}^\circ 3)$$

$$\text{ADMISIBLE por representar } \frac{1}{1202} \text{ de la luz} < \frac{1}{800}$$

8.3.7. Rigidizadores en los testeros.

Aunque por razones constructivas se dotan a los testeros de unos diafragmas transversales, a continuación, estudiaremos si es necesaria la aportación de rigidizadores longitudinales en el lateral de las almas del testero

8.3.7.1. Rigidizadores en las almas de los testeros.

Los rigidizadores forman recuadros de una longitud de unos $a = 2000$ de largo mm y $b = 770$ mm de altura.

El cálculo lo efectuamos siguiendo las fórmulas siguientes. (Referencia del libro "El Acero en la construcción" Pág. 655. (Coincide con la norma DIN 4114-1).

Calculamos el caso sin rigidizador:

$$\alpha = \frac{a}{b} = 2,6 \quad (\text{Ec. 8.3.7 n}^\circ 1)$$

Por ser:

$$\alpha > \frac{2}{3}$$

Obtenemos

$$k = 23,9$$



Calculamos la tensión de Euler:

$$\sigma_{EULER} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot t^2}{12 \cdot b^2 \cdot (1 - \mu^2)} = 72,0 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.3.7 n}^\circ 2)$$

Siendo:

Módulo de elasticidad:

$$E = 210000 \text{ MPa}$$

Módulo de elasticidad transversal:

$$\mu = 0,3$$

Espesor de la chapa:

$$t = 15 \text{ mm}$$

Altura del recuadro a rigidizar:

$$b = 770 \text{ mm}$$

Calculamos de acuerdo con lo indicado en la tabla 7. (Referencia del libro "El Acero en la Construcción" Pág. 658).

$$k \cdot \sigma_{EULER} = 1720,8 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.3.7 n}^\circ 3)$$

Por tanto:

$$\sigma_{VK} = 238,1 \text{ MPa}$$

Finalmente obtenemos la seguridad al abollamiento:

$$S_A = \frac{\sigma_{VK}}{\sigma_{XC}} = 2,06 \quad (\text{Ec. 8.3.7 n}^\circ 4)$$

ADMISIBLE por ser $2,06 \geq 1,35$

8.3.7.2. Rigidizadores en la cabeza de los testeros.

Los rigidizadores forman recuadros de una longitud de unos $a = 2000$ de largo mm y $b = 400$ mm de ancho.

El cálculo lo efectuamos siguiendo las fórmulas siguientes. (Referencia del libro "El Acero en la construcción" Pág. 655. (Coincide con la norma DIN 4114-1).

Calculamos el caso sin rigidizador:

$$\alpha = \frac{a}{b} = 5 \quad (\text{Ec. 8.3.7 nº5})$$

Por ser:

$$\alpha > 1$$

Obtenemos:

$$k = 4$$

Calculamos la tensión de Euler:

$$\sigma_{EULER} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot t^2}{12 \cdot b^2 \cdot (1 - \mu^2)} = 170,8 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.3.7 nº6})$$

Siendo:

Módulo de elasticidad:

$$E = 210000 \text{ MPa}$$

Módulo de elasticidad transversal:

$$\mu = 0,3$$

Espesor de la chapa:

$$t = 12 \text{ mm}$$

Altura del recuadro a rigidizar:

$$b = 358 \text{ mm}$$

Calculamos de acuerdo con lo indicado en la tabla 7. (*Referencia del libro "El Acero en la Construcción" Pág. 658*).

$$k \cdot \sigma_{EULER} = 683,2 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.3.7 nº7})$$

Por tanto:

$$\sigma_{VK} = 235,5 \text{ MPa}$$

Finalmente obtenemos la seguridad al abollamiento:

$$S_A = \frac{\sigma_{VK}}{\sigma_{XC}} = 2,04 \quad (\text{Ec. A. 2.7 nº8})$$

ADMISIBLE por ser $2,04 \geq 1,35$

Con todo lo calculado en este apartado, a partir de la sección y rigidizadores realizamos el plano de los testeros.

Ver Plano 00006 – Estructura Testero.

Incorporamos también algunos elementos no estructurales como la barandilla de seguridad, los topes del carro y las escaleras de acceso. Realizamos los planos de despiece.

Ver Plano 00007 – Barandilla Testero.

Ver Plano 00008 – Escalera de acceso.

Ver Plano 00009 – Contratope Carro.

La definición del testero nos interesa aún más si cabe por la problemática con las grietas vista anteriormente. Sobre todo la zona de apoyo de los rodillos, es por eso que también calculamos los puntos conflictivos de forma analítica a continuación.

8.4. Comprobación de los cabezales de los testeros.

Pasamos a comprobar la zona extrema del testero en las que se apoya el conjunto del rodillo. Estudiamos las acciones producidas por el rodillo motriz, considerando la vertical y horizontal.

(Calculada anteriormente) La acción vertical de la rueda es:

$$P = 325000 \text{ N}$$

La acción horizontal será:

$$F = \frac{P}{7} = 46429 \text{ N} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 1)$$

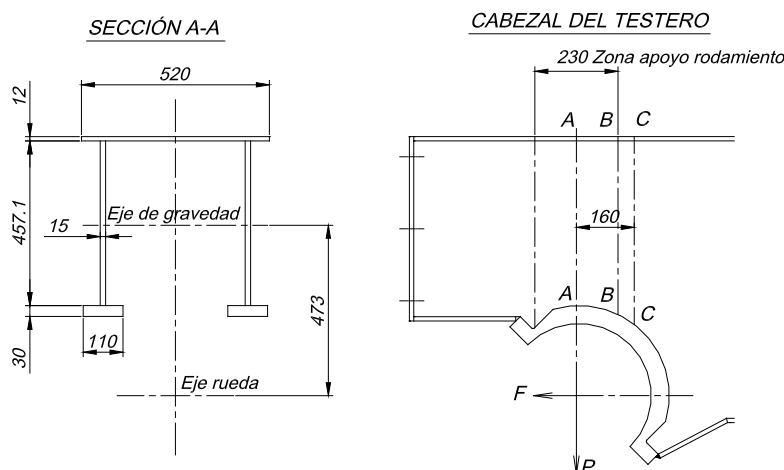


Figura 8.4. n°1. Cabezal del testero y sección A-A. (Fuente: David Ventura).

Las características estáticas de la sección A-A, son:

Sección:

$$S = 265,53 \text{ cm}^2$$

Sección del alma:

$$A_{AX} = 137 \text{ cm}^2$$

En dirección vertical:

$$J_X = 97333 \text{ cm}^4$$

$$W_X = 3845 \text{ cm}^3$$

Momento flector vertical:

$$M_{FVA} = P \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 2)$$

Momento flector horizontal:

$$M_{FHA} = F \cdot 0,473 = 21961 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 3)$$

Coefficiente de trabajo a flexión:

Por el frenado:

$$\sigma_A = \frac{M_{FHA}}{W_X} = 5,7 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 4)$$

Teniendo en cuenta:

Coefficiente dinámico:

$$\psi = 1,31$$

Coefficiente de grupo (Para A8):

$$y = 1,2$$

Obtenemos el coeficiente de trabajo total siguiente:

$$\sigma_A = y \cdot \sigma_A = 6,8 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 5)$$

ADMISIBLE por ser 6,8 MPa < 183 MPa

Esfuerzo cortante:

$$\tau_A = \frac{P}{A_{AX}} = 23,7 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 6)$$

Teniendo en cuenta:

Coefficiente dinámico:

$$\psi = 1,31$$

Coefficiente de grupo (Para A8):

$$y = 1,2$$

Obtenemos:

$$\tau_{TA} = y \cdot \psi \cdot \tau_A = 37,3 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 7)$$

ADMISIBLE por ser 37,3 MPa < 105 MPa

La tensión de comparación será:

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_A^2 + 3 \cdot \tau_{TA}^2} = 64,8 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 8)$$

ADMISIBLE por ser 64,8 MPa < 183 MPa

Presión sobre el alma:

La presión de las almas la soportan dos secciones de 230 mm de longitud y 15 mm de anchura.

Siendo la sección resistente:

$$A_R = 2 \cdot 230 \cdot 15 = 6900 \text{ mm}^2$$

La presión superficial será:

$$\sigma_{\rho A} = \frac{P}{A_R} = 47,1 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 9)$$

Teniendo en cuenta los coeficientes que aplicamos:

$$\sigma_{fA} = y \cdot \psi \cdot \sigma_{\rho A} = 74 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 10)$$

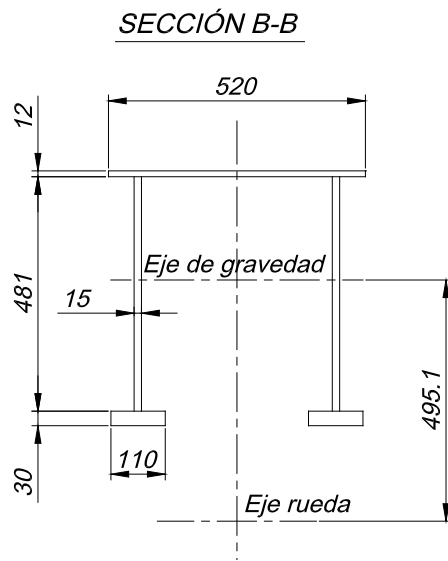
ADMISIBLE por ser 74,0 MPa < 183 MPa

El coeficiente de comparación total será:

$$\sigma_{TOT} = \sqrt{\sigma_{fA}^2 + \sigma_{\rho}^2 - \sigma_{fA} \cdot \sigma_{\rho A} + 3 \cdot \tau_{TA}^2} = 78,5 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 11)$$

ADMISIBLE por ser 78,5 MPa < 183 MPa

La sección B-B, está representada en la figura siguiente:



Las características estáticas de la sección B-B son:

Sección:

$$S = 272,7 \text{ cm}^2$$

Sección del alma:

$$A_{AX} = 144 \text{ cm}^2$$

En dirección vertical:

$$J_X = 108798 \text{ cm}^4$$

$$W_X = 4105 \text{ cm}^3$$

Figura 8.4. n^º2. Sección B-B del testero. (Fuente: David Ventura).

El momento flector vertical:

$$M_{fV} = P \cdot 0,115 = 37375 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 12)$$

Momento flector horizontal:

$$M_{fH} = F \cdot 0,4951 = 23530 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 13)$$

Coeficiente de trabajo a flexión vertical:

$$\sigma_V = \frac{M_{fV}}{W_X} = 9,1 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 14)$$

Coeficiente de trabajo a flexión horizontal:

$$\sigma_H = \frac{M_{fH}}{W_X} = 5,7 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 15)$$

Teniendo en cuenta los coeficientes:

Coeficiente dinámico:

$$\psi = 1,31$$

Coeficiente de grupo (Para A8):

$$y = 1,2$$

Obtenemos el coeficiente de trabajo total:

$$\sigma_F = y \cdot (\psi \cdot \sigma_V + \sigma_V) = 21,1 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 16)$$

ADMISIBLE por ser 21,1 MPa < 183 MPa

Esfuerzo cortante:

$$\tau_T = \frac{P}{A_{AX}} = 22,6 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 17)$$

Teniendo en cuenta los coeficientes:

Coeficiente dinámico:

$$\psi = 1,31$$

Coeficiente de grupo (Para A8):

$$y = 1,2$$

Obtenemos:

$$\tau_T = y \cdot \psi \cdot \tau_t = 35,5 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 18)$$

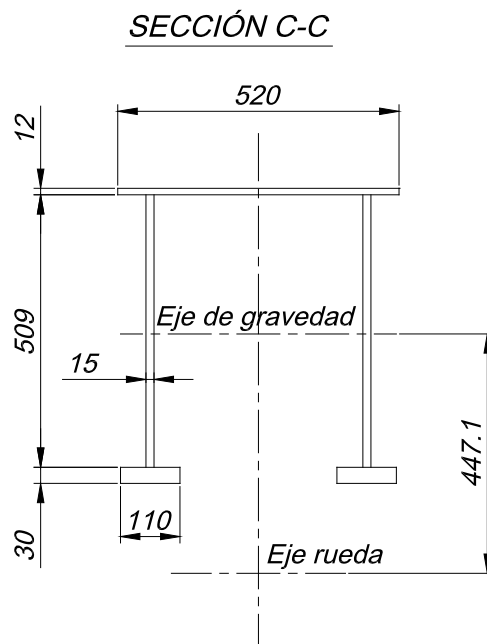
ADMISIBLE por ser 21,1 MPa < 105 MPa

La tensión total de comparación será:

$$\sigma_{CTOT} = \sqrt{\sigma_F^2 + 3 \cdot \tau_T^2} = 65 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 19)$$

ADMISIBLE por ser 65 MPa < 183 MPa

La sección C-C, está representada en la figura siguiente:



Las características estáticas de la sección C-C, son:

Sección:

$$S = 281,1 \text{ cm}^2$$

Sección del alma:

$$A_{AX} = 152,7 \text{ cm}^2$$

En dirección vertical:

$$J_X = 123222 \text{ cm}^4$$

$$W_X = 4416 \text{ cm}^3$$

Figura 8.4 nº3. Sección C-C del testero. (Fuente: David Ventura)

El momento flector vertical:

$$M_{fV} = P \cdot 0,16 = 52000 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 8.4 nº20})$$

Momento flector horizontal:

$$M_{fH} = F \cdot 0,44471 = 20758 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 8.4 nº21})$$

Coefficiente de trabajo a flexión vertical:

$$\sigma_V = \frac{M_{fV}}{W_X} = 11,8 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 nº22})$$

Coefficiente de trabajo a flexión horizontal:

$$\sigma_H = \frac{M_{fH}}{W_X} = 4,7 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 nº23})$$

Teniendo en cuenta los coeficientes:

Coefficiente dinámico:

$$\psi = 1,31$$

Coeficiente de grupo (Para A8):

$$y = 1,2$$

Obtenemos:

$$\sigma_F = y \cdot (\psi \cdot \sigma_V + \sigma_V) = 24,2 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 24)$$

ADMISIBLE por ser 24,2 MPa < 183 MPa

Esfuerzo cortante:

$$\tau_T = \frac{P}{A_{AX}} = 21,3 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 25)$$

Teniendo en cuenta los coeficientes:

Coeficiente dinámico:

$$\psi = 1,31$$

Coeficiente de grupo (Para A8):

$$y = 1,2$$

Obtenemos:

$$\tau_T = y \cdot \psi \cdot \tau_t = 33,5 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 26)$$

ADMISIBLE por ser 33,5 MPa < 105 MPa

La tensión total de comparación será:

$$\sigma_{CTOT} = \sqrt{\sigma_F^2 + 3 \cdot \tau_T^2} = 62,9 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 8.4 n}^\circ 27)$$

ADMISIBLE por ser 62,9 MPa < 183 MPa

Por tanto, consideramos admisible el cabezal para el testero.

8.5. Cálculo de la unión atornillada jácena-testero.

Decidimos comprobar también la unión entre las dos grandes estructuras que estudiamos por el hecho de analizar el tipo de contacto y ver si presenta algún conflicto en ese sentido. Como una de las grietas se produce muy cerca de la placa atornillada, nos hace dudar si puede ser una de las causas del problema que queremos resolver. Hay varias maneras de realizar la entrega entre vigas y testeros tal y como podemos ver a continuación:

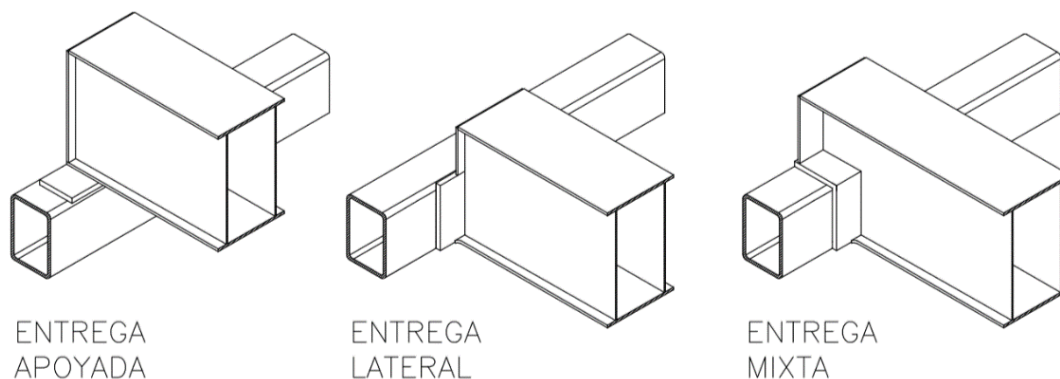


Figura 8.5 nº1. Tipos de entrega. (Fuente: David Ventura).

Seguramente por resistencia es preferible que la entrega sea apoyada, aunque por motivos de montaje nos interesa que sea lateral. Cuando se realiza un montaje, sobre todo en estos casos en que el volumen y el peso de las piezas es muy grande y la grúa tiene dos jácenas lo que se hace es subir las partes desmontadas y atornillar arriba. Si la entrega es lateral, las jácenas pueden subirse perpendiculares al testero porque hay distancia suficiente entre los dos. En caso de que sea apoyada, se deben subir paralelas al testero, girar cuando estas estén por encima y luego bajarlas hasta que apoyen. Pasa que normalmente no hay espacio suficiente entre los carriles y el techo como para realizar esta maniobra ya que unas de las premisas en cuanto a funcionalidad es que los carriles estén lo más arriba posible. Esto supondría unos que el coste sería mucho mayor por el beneficio que tendría.

Establecemos pues que la unión es lateral y está formada por 5 filas y 4 columnas de tornillos de M-24 tipo HV calidad 10 k (10.9).

La distribución y cargas son las representadas en la figura siguiente:

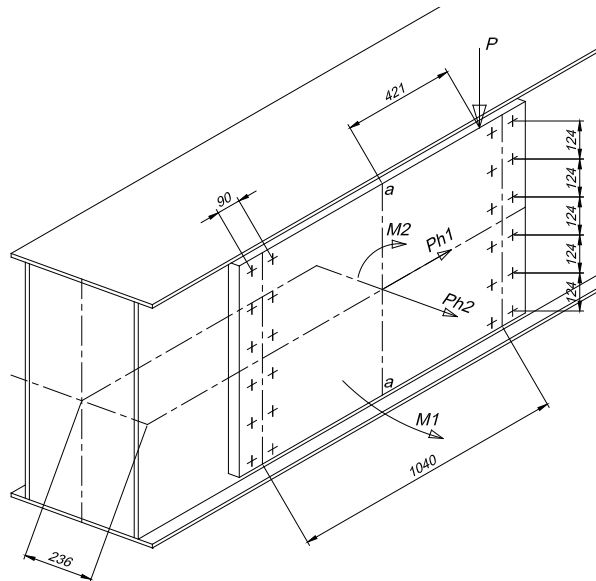


Figura 8.5. nº2. Distribución de cargas en la placa del testero. (Fuente: David Ventura).

Como se aprecia en la figura, la unión está formada por 6 filas y 4 columnas de tornillos, por simplificación del cálculo, para determinar el esfuerzo sobre los tornillos, consideramos dos columnas separadas 1040 mm.

El esfuerzo vertical sobre la unión es el producido por el peso propio de la viga y el del carro cargado que ya hemos determinado en el apartado anterior:

Carga por el peso propio una jácena sobre el testero:

$$T_G = 130000N$$

Carga por el carro cargado:

$$T_C = 200000 N$$

Carga total por viga:

$$T_T = 330000 N$$

La unión tiene que resistir el momento flector debido a la distancia entre la unión atornillada y el eje del testero.

También tenemos en cuenta los esfuerzos horizontales debidos a los movimientos de puente y carro, que evaluamos cada uno en 1/10 del esfuerzo vertical.

Aunque la forma constructiva de las placas de unión contempla un encaste en toda la longitud de las placas y de 12 mm de ancho que permite que la placa de la viga se apoye sobre la del testero, no la

tenemos en cuenta, considerando que los tornillos tienen que ser capaces por ellos mismos en soportar todos los esfuerzos a que está solicitada la unión. Quedando con ello del lado de la seguridad.

Los valores considerados son los siguientes:

$$P = 330000 \text{ N}$$

$$P_{h1} = 33000 \text{ N}$$

$$P_{h2} = 33000 \text{ N}$$

$$M_1 = P \cdot 0,236 = 77880 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 8.5 n}^\circ 1)$$

La carga "P", puede ser trasladada al eje "a-a", si introducimos un momento debido al descentramiento, que tiene por valor:

$$M_2 = P \cdot 0,421 = 138930 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 8.5 n}^\circ 2)$$

Calculamos de acuerdo con las fórmulas siguientes. (Referencia del libro "El Acero en la Construcción" Pág. 524 a 532).

Esfuerzo tangencial de los tornillos debido a la carga "P":

$$F_V = \frac{P}{24} = 13750 \text{ N} \quad (\text{Ec. 8.5 n}^\circ 3)$$

Esfuerzo tangencial horizontal debido a Ph1:

$$F_{h1} = \frac{P_{h1}}{24} = 1375 \text{ N} \quad (\text{Ec. 8.5 n}^\circ 4)$$

Esfuerzo de tracción en cada tornillo debido a Ph2:

$$F_{h2} = \frac{P_{h2}}{24} = 1375 \text{ N} \quad (\text{Ec. 8.5 n}^\circ 5)$$

Calculamos el esfuerzo tangencial debido a M1:

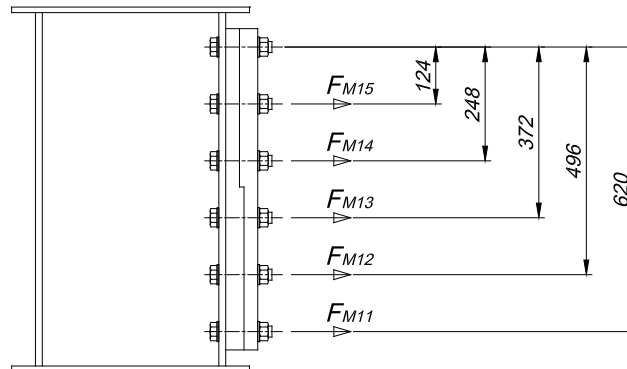


Figura 8.5 n^º3. Distancias verticales entre ejes de los tornillos. (Fuente: David Ventura)

Se verificará de acuerdo con la ley de Hooke:

$$\frac{F_{M11}}{0,62} = \frac{F_{M12}}{0,496} = \frac{F_{M13}}{0,372} = \frac{F_{M14}}{0,248} = \frac{F_{M15}}{0,124} \quad (\text{Ec. 8.5 n}^\circ 6)$$

Por otro lado tenemos:

$$2 \cdot (F_{M11}0,62 + F_{M21}0,496 + F_{M31}0,372 + F_{M41}0,248 + F_{M51}0,124) = M_1 \quad (\text{Ec. 8.5 n}^\circ 7)$$

Combinando y simplificando:

$$F_{M11} = 28548 \text{ N}$$

Calculamos el esfuerzo tangencial debido a M2:

La posición del eje de las columnas de los tornillos y su distancia al eje de giro están representadas en la figura esquemática siguiente:

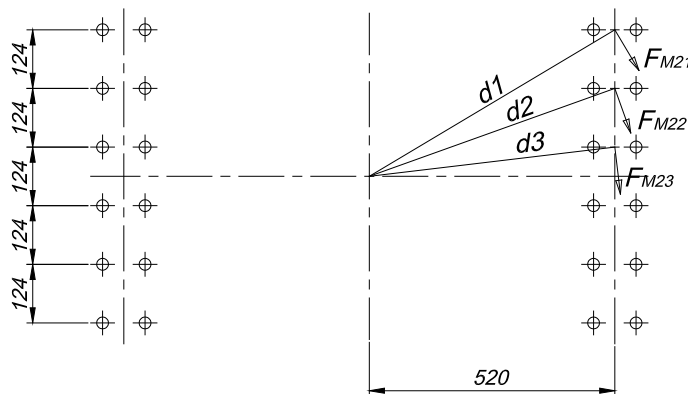


Figura 8.5 n^º4. Distancias reales entre ejes de los tornillos. (Fuente: David Ventura).

Obtenemos que:

$$d_1 = \sqrt{0,52^2 + 0,31^2} = 0,605 \text{ m} \quad (\text{Ec. 8.5 n}^\circ 8)$$

$$d_2 = \sqrt{0,52^2 + 0,186^2} = 0,552 \text{ m} \quad (\text{Ec. 8.5 n}^\circ 9)$$

$$d_3 = \sqrt{0,52^2 + 0,062^2} = 0,524 \text{ m} \quad (\text{Ec. 8.5 n}^\circ 10)$$

Se verificará de acuerdo con la ley de Hooke:

$$\frac{F_{M21}}{0,605} = \frac{F_{M22}}{0,552} = \frac{F_{M23}}{0,524} \quad (\text{Ec. 8.5 n}^\circ 11)$$

Por otro lado, tenemos:

$$4 \cdot (F_{M21} \cdot 0,605 + F_{M22} \cdot 0,552 + F_{M23} \cdot 0,524 = M_2 \quad (\text{Ec. 8.5 nº12})$$

Combinando y simplificando:

$$F_{M21} = 22229 \text{ N}$$

El esfuerzo por tornillo será la mitad:

$$F_{M21T} = 11115 \text{ N}$$

Resumen de esfuerzos sobre el tornillo más desfavorable:

Se resume en el esquema siguiente:

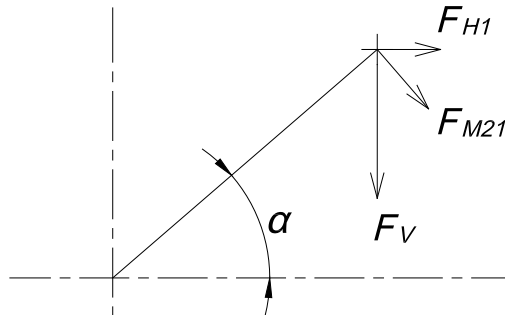


Figura 8.5. nº5. Resumen de esfuerzos sobre el tornillo más desfavorable. (Fuente: David Ventura).

$$\alpha = \arctg \left(\frac{0,31}{0,52} \right) = 30,8^\circ \quad (\text{Ec. 8.5 nº13})$$

$$F_{H1} = 1375 \text{ N}$$

$$F_{M21} = 11115 \text{ N}$$

$$F_V = 13750 \text{ N}$$

$$\sum F_H = 1375 + 11115 \cdot \sin 30,8^\circ = 7066 \text{ N} \quad (\text{Ec. 8.5 nº14})$$

$$\sum F_V = 1375 + 11115 \cdot \cos 30,8^\circ = 23297 \text{ N} \quad (\text{Ec. 8.5 nº15})$$

El esfuerzo cortante total será:

$$\sum F_C = \sqrt{7066^2 + 23297^2} = 24345 \text{ N} \quad (\text{Ec. 8.5 nº16})$$

El esfuerzo de tracción total será:

$$\sum F_T = F_{N2} + F_{M11} = 29923 \text{ N} \quad (\text{Ec. 8.5 n}^\circ 17)$$

Realizamos la comprobación de los tornillos:

Según la tabla 2 de la página 525 del libro “El Acero en la Construcción”, para un tornillo M24 calidad 10 k admite los esfuerzos siguientes:

Fuerza de pretensado:

$$F_{PT} = 221000 \text{ N}$$

Esfuerzo máximo a transmitir:

$$F_{TA} = 62000 \text{ N}$$

$$\text{ADMISIBLE por ser } \sum F_C < F_{TA}$$

Finalmente calculamos el coeficiente de seguridad:

$$\frac{\sum F_T}{F_{PT}} = 0,135 \quad (\text{Ec. 8.5 n}^\circ 18)$$

$$\text{ADMISIBLE por ser } 0,135 < 0,6$$

A partir de los cálculos realizamos el plano de la placa de unión entre las jácenas principales y los testers.

Ver Plano 00010 – Placa de unión.

8.6. Protección anticorrosiva.

Es importante destacar las protecciones con las que se dotarán las estructuras metálicas. En este caso, al estar en una nave semi cubierta no necesitarán ningún tratamiento especial. A los elementos estructurales se les aplicará una protección de granallado por chorro de arena según Normas SIS grado SA 2. Posteriormente se dará una capa de pintura para su imprimación a base de óxido de hierro-cromato de zinc, con un espesor de 35 micras. Una capa intermedia tipo alicídico con un espesor de 35 micras. Y finalmente una capa de acabado sintético de 35 micras, color UNE-534.

9. Comprobación de las estructuras a fatiga.

Una vez definidos las jácenas y los testeros se procede a estudiar si el diseño cumple con los requisitos que requiere la normativa sobre la fatiga de los elementos estructurales en puentes grúa.

Definimos la fatiga como un tipo de rotura que se produce con el paso del tiempo a causa de tensiones dinámicas cíclicas o fluctuantes. Donde el valor de la tensión no es continuo. En general la rotura por fatiga supone el fin de la vida útil de una estructura o una máquina. Normalmente se inician en puntos de concentración de tensiones y posteriormente se propagan llegando a causar el desplome total.

Recordamos que las grietas en el caso que hemos visto se producen en casos en que el puente grúa lleva ya varios años de funcionamiento. Quedarnos en un diseño en que el cálculo se realiza sin contar con el fenómeno de la fatiga sería insuficiente. En el apartado 7.4 *Grupo de trabajo* hablábamos también de que teníamos en cuenta los ciclos de carga a la hora de ponderar los coeficientes de seguridad, pero debemos ir más allá y justificar la elección.

A continuación, se detalla el desarrollo de los cálculos efectuados para comprobar que las estructuras cumplen con lo establecido por la normativa.

9.1. Comprobación a fatiga de las jácenas principales.

Comprobaremos el diseño de la estructura de las jácenas principales a fatiga.

Seguimos en todo momento las indicaciones del *Anexo A-3.6 de las Normas FEM 1.001 3ª Edición de 1987*.

Lo primero es determinar:

N.º de ciclos: $8 \cdot 10^6$

Grupo de elemento: A8

Relación entre las tensiones extremas (calculadas anteriormente):

Tensión por peso propio (será la mínima, se considera el puente grúa descargado):

$$\sigma_{Min} = 32,1 \text{ MPa}$$

Tensión de flexión máxima:

$$\sigma_{Max} = 123,1 \text{ MPa}$$



Obtenemos:

$$k = \frac{\sigma_{Min}}{\sigma_{Max}} = 0,26 \quad (Ec. 9.1 n^{\circ}1)$$

9.1.1. Esfuerzo longitudinal.

(Régimen pulsatorio $K > 0$) Estamos en un caso K_1 (según la referencia 1,1 tabla T.A. 3.6.1):

$$\sigma_W = 75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_0 = \frac{5}{3} \cdot \sigma_W = 125 \text{ MPa} \quad (Ec. 9.1 n^{\circ}2)$$

$$\sigma_{+1} = \frac{4}{3} \cdot \sigma_R = 307 \text{ MPa} \quad (Ec. 9.1 n^{\circ}3)$$

Tensión de tracción de fatiga admisible (Para $K > 0$ - Fórmula 3):

$$\sigma_t = \frac{\sigma_0}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_0}{\sigma_{+1}}\right) \cdot k} = 147,8 \text{ MPa} \quad (Ec. 9.1 n^{\circ}4)$$

Tensión de compresión de fatiga admisible (Fórmula 4):

$$\sigma_c = 1,2 \cdot \sigma_t = 177,3 \text{ MPa} \quad (Ec. 9.1 n^{\circ}5)$$

Tomamos el valor superior entre σ_t i σ_c para σ_{XA} :

$$\sigma_{XA} = 177,3 \text{ MPa}$$

Recordamos que:

$$\sigma_{Max} = 123,6 \text{ MPa}$$

Por tanto:

$$ADMISIBLE \text{ por ser } \sigma_{Max} = 123,6 \text{ MPa} < \sigma_{XA} = 177,3 \text{ MPa}$$

9.1.2. Esfuerzo transversal

($K = 0$) Estamos en un caso K_3 (según la referencia 3,41 tabla T.A. 3.6.1):

$$\sigma_W = 45 \text{ MPa}$$

$$\sigma_0 = \frac{5}{3} \cdot \sigma_W = 75 \text{ MPa} \quad (Ec. 9.1 n^{\circ}6)$$

Tensión de tracción de fatiga admisible: (Por ser $k=0$)

$$\sigma_t = \sigma_0 = 75 \text{ MPa}$$

Tensió de compressió de fatiga admissible (Fórmula 4):

$$\sigma_c = 1,2 \cdot \sigma_t = 90 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 9.1 n}^\circ 7)$$

Tomamos el valor superior entre σ_t i σ_c para σ_{XYA} :

$$\sigma_{XYA} = 90 \text{ MPa}$$

Recordamos que:

$$\sigma_{YMax} = 82,6 \text{ MPa}$$

Por tanto:

$$\text{ADMISIBLE por ser } \sigma_{YMax} = 82,6 \text{ MPa} < \sigma_{XYA} = 90 \text{ MPa}$$

9.1.3. Cortadura por el esfuerzo vertical.

Calculamos (según se referencia en la tabla T.A. 3.6.1):

$$\tau_{xya} = \frac{120}{\sqrt{3}} = 69,3 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 9.1 n}^\circ 8)$$

$$\tau_{xy \max} = 12,5 \text{ MPa}$$

Por tanto:

$$\text{ADMISIBLE por ser } \tau_{xy \max} = 12,5 \text{ MPa} < \tau_{xya} = 69,3 \text{ MPa}$$

9.1.4. Verificación de las solicitudes combinadas.

$$\left(\frac{\sigma_{Max}}{\sigma_{XA}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{YMax}}{\sigma_{XYA}}\right)^2 - \frac{\sigma_{Max} \cdot \sigma_{YMax}}{\sigma_{XA} \cdot \sigma_{XYA}} + \left(\frac{\tau_{xy \max}}{\tau_{xya}}\right)^2 = 0,721 \quad (\text{Ec. 9.1 n}^\circ 9)$$

$$\text{ADMISIBLE por ser } 0,721 < 1$$

9.2. Comprobación a fatiga de los testeros.

Comprobaremos el diseño de la estructura de los testeros a fatiga.

Igual que antes seguimos en todo momento las indicaciones del *Anexo A-3.6 de las Normas FEM 1.001 3ª Edición de 1987*.

Lo primero es determinar:

N.º de ciclos: $8 \cdot 10^6$

Grupo de elemento: A8

Relación entre las tensiones extremas (calculadas anteriormente):

Tensión por peso propio (será la mínima, se considera el puente grúa descargado):

$$\sigma_{Min} = 31,6 \text{ MPa}$$

Tensión de flexión máxima:

$$\sigma_{Max} = 115,7 \text{ MPa}$$

Obtenemos:

$$k = \frac{\sigma_{Min}}{\sigma_{Max}} = 0,273 \quad (\text{Ec. 9.2 n}^\circ 1)$$

9.2.1. Esfuerzo longitudinal

(Régimen pulsatorio $K > 0$) Estamos en un caso K_1 (según la referencia 1,1 tabla T.A. 3.6.1):

$$\sigma_W = 75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_0 = \frac{5}{3} \cdot \sigma_W = 125 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 9.2 n}^\circ 2)$$

$$\sigma_{+1} = \frac{4}{3} \cdot \sigma_R = 307 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 9.2 n}^\circ 3)$$

Tensión de tracción de fatiga admisible (Para $K > 0$ - Fórmula 3):

$$\sigma_t = \frac{\sigma_0}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_0}{\sigma_{+1}}\right) \cdot k} = 149,1 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 9.2 n}^\circ 4)$$

Tensión de compresión de fatiga admisible (Fórmula 4):

$$\sigma_c = 1,2 \cdot \sigma_t = 179,0 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 9.2 n}^\circ 5)$$

Tomamos el valor superior entre σ_t i σ_c para σ_{XA} :

$$\sigma_{XA} = 179,0 \text{ MPa}$$

Recordamos que:

$$\sigma_{Max} = 115,7 \text{ MPa}$$

Por tanto:

$$\text{ADMISIBLE por ser } \sigma_{Max} = 115,7 \text{ MPa} < \sigma_{XA} = 179,3 \text{ MPa}$$

9.2.2. B.2.2. Cortadura por el esfuerzo vertical

Según la referencia tabla T.A. 3.6.1:

$$\tau_{xya} = \frac{102}{\sqrt{3}} = 58,9 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. B. 2 n}^\circ 6)$$

$$\tau_{xy \max} = 34,9 \text{ MPa}$$

Por tanto:

$$\text{ADMISIBLE por ser } \tau_{xy \max} = 34,9 \text{ MPa} < \tau_{xya} = 58,9 \text{ MPa}$$

9.2.3. Verificación de las solicitudes combinadas.

$$\left(\frac{\sigma_{Max}}{\sigma_{XA}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{xy \max}}{\tau_{xya}} \right)^2 = 0,77 \quad (\text{Ec. 9.2 n}^\circ 7)$$

$$\text{ADMISIBLE por ser } 0,77 < 1$$

Vemos que el resultado calculado analíticamente es satisfactorio pues los valores que se derivan son admisibles. Concluimos con esto que nuestro diseño es aceptable y cumple con la normativa que aplica.

Aun así, consideramos que nos falta información sobre el comportamiento de la estructura en aquellos puntos remarcados dónde aparecen las grietas. Analizando el fenómeno de la fatiga se hablaba de concentraciones de tensiones en los que aparecían las primeras grietas y ninguno de los cálculos relacionados han tenido en cuenta estas consideraciones.

10. Cálculo por elementos finitos.

Una vez hemos visto que las jácenas principales y testers están correctamente dimensionadas según lo establecido en la normativa que se le aplica, procedemos a estudiar el comportamiento de dichas estructuras por el método de cálculo de los elementos finitos.

La intención de esta sección es ver de una manera más precisa como trabaja nuestra estructura y sobre todo poder centrarnos en aquellos puntos que consideramos clave para el estudio. Nos referimos a los puntos que destacamos en el capítulo 4 en los que encontramos las grietas y de los que sospechamos tienen una concentración mayor de tensiones. El procedimiento anterior nos tiene que valer para poder valorar si los resultados que obtenemos ahora son válidos ya que los tomamos en todo momento como referencia.

10.1. Simplificación del modelo.

Para poder desarrollar el cálculo primero necesitamos modelar las piezas y hacerlo de manera que representen de la manera más precisa las estructuras reales. Es decir, tener en cuenta el proceso de fabricación e intentar reproducirlo con la mayor exactitud posible. El principal reto con el que nos encontramos es la gran cantidad de piezas diferentes que conforman la estructura y la diversidad entre las uniones por soldadura que hay entre ellas. Intentamos en un primer momento representar cada una de ellas con el programa partiendo de la consideración que sabemos las dimensiones teóricas de los cordones a efectuar, pero esto implicaba trabajar con demasiado volumen de información y decidimos simplificarlo. Contamos que las piezas están unidas directamente por contacto y la superficie de unión es el canto de cada una de ellas como si todo el modelo fuese un único bloque. Esto no es exactamente así, pero podemos considerar que la alternativa es aceptable pues el comportamiento que tendrá se asemeja bastante al del modelo real o incluso en algunos casos será más resistente.

Otra de las consideraciones es que no están representados los mecanismos de traslación de puente ni el de los rodillos guía. No es prioritario para el estudio ya que nos centramos únicamente en la estructura, pero para poder aplicar las cargas de manera correcta en la rueda decidimos representar todo el mecanismo como una unión rígida, sin entrar los elementos que la componen.

Por todo lo demás, el modelo es exactamente idéntico al real. Por tanto, deberíamos considerar que el comportamiento se acerca lo suficiente como para determinar que los resultados serán fiables.

10.2. Cargas aplicadas

Para poder simular el comportamiento de la estructura del testero en su régimen habitual de trabajo debemos determinar primero las cargas aplicadas y sus puntos de aplicación.

A partir de estudiar los movimientos de elevación, traslación de carro y traslación de puente, y considerando las masas de los diferentes componentes clasificamos las fuerzas que se efectúan sobre el testero en tres direcciones principales: Acciones verticales, acciones horizontales longitudinales y acciones horizontales transversales.

Como el objeto de estudio es el testero, reproducimos las fuerzas que realiza el carril y la viga sobre el testero. Cabe decir que se trata de una aproximación y el cálculo es estimado. Queremos someterlo a una situación límite y la hipótesis está algo adulterada. Primeramente, porque eliminamos el juego que pueda haber entre los elementos y sobre todo el del rodillo guía con el carril evitando que se absorban las fuerzas y segundo, porque las placas no están fijas del todo como lo analizará el programa. Los esfuerzos no serán 100% simultáneos y podrán variar dependiendo de las posiciones relativas del carro y de la carga a elevar. Sabemos que tomamos el caso más desfavorable de los posibles. Los valores seguramente serán mayores de lo que refleja la realidad, pero es lo que buscamos, pues lo que nos interesa es la distribución de las tensiones máximas y los puntos críticos.

10.2.1. Acciones verticales

Son aquellas aplicadas a los puntos de apoyo del testero debidos a las fuerzas verticales y derivadas de la carga más los pesos propios de todos los elementos. Por tanto, se situarán en las zonas de contacto entre la rueda y el carril de la nave. Dependiendo de la situación particular del carro de mecanismos a lo largo de su recorrido las ruedas de cada testero absorben más o menos carga ya que el centro de gravedad estará descentrado. Establecemos, una acción vertical máxima y una acción vertical mínima según sean los dos casos más extremos y nos quedamos con la máxima.

Determinamos la carga vertical máxima y mínima según las expresiones:

$$F_{V\ MAX} = \left(\frac{P_P}{4} + (P_C + Q) \cdot \frac{(L - A_C)}{2 \cdot L} \right) \cdot \psi = 470650\ N \quad (Ec. 10.2. n^{\circ}1)$$

$$F_{V\ MIN} = \left(\frac{P_P}{4} + (P_C + Q) \cdot \frac{(A_C)}{2 \cdot L} \right) \cdot \psi = 219750\ N \quad (Ec. 10.2. n^{\circ}2)$$

Siendo:

$$P_P = 624000\ N \text{ (Peso del puente)}$$

$$P_C = 180000 \text{ N (Peso del carro)}$$

$$Q = 250000 \text{ N (Carga)}$$

$$L = 33 \text{ m (Luz entre ecarriles)}$$

$$A_C = 1,8 \text{ m (Acercamiento máximo del carro)}$$

$$\psi = 1,31 \text{ (coeficiente dinámico)}$$

10.2.2. Acciones horizontales longitudinales

Son aquellas debidas a la aceleración o frenado del puente grúa. Las situamos en el punto de contacto entre las ruedas motrices de traslación de puente y el carril de la nave en dirección paralela al movimiento. Solo habrá una fuerza horizontal longitudinal por testero ya que las ruedas conducidas no ejercen ninguna acción de este tipo.

Determinamos la carga horizontal longitudinal a partir de la expresión:

$$F_L = \left((P_P + P_C + Q) \cdot \left(\omega \cdot \frac{2 \cdot J_P}{G} \right) \right) \cdot \psi = 270500 \text{ N} \quad (\text{Ec. 10.2. n}^\circ 3)$$

Siendo:

$$P_P = 624000 \text{ N (Peso del puente)}$$

$$P_C = 180000 \text{ N (Peso del carro)}$$

$$Q = 250000 \text{ N (Carga)}$$

$$\omega = 0,2 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \text{ (Aceleración en seco)}$$

$$G = 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \text{ (Gravedad)}$$

$$J_P = 0,47 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \text{ (Aceleración media)}$$

$$\psi = 1,31 \text{ (coeficiente dinámico)}$$

10.2.3. Acciones horizontales transversales

Son aquellas producidas por la marcha oblicua del puente por las aceleraciones del carro. Estas acciones se aplican en el punto de contacto entre los rodillos guía y el carril de la nave. Como solo hay un testero que tiene rodillos guía solo afecta a uno de los testeros. En nuestro caso aplicaremos la fuerza en la base del soporte de los rodillos guía ya que no tenemos representado ese mecanismo y sería complejo de cara a efectuar el cálculo.

Determinamos la carga horizontal transversal a partir de la expresión:

$$F_{H\,Trans.} = \left(C_c \cdot (P_P + P_C + Q) \cdot \frac{L}{B} \right) \cdot \psi = 125700 \text{ N} \quad (Ec. 10.2. n^{\circ}4)$$

$$P_P = 624000 \text{ N (Peso del puente)}$$

$$P_C = 180000 \text{ N (Peso del carro)}$$

$$Q = 250000 \text{ N (Carga)}$$

$$C_c = 0,024 \text{ (Coeficiente de carga)}$$

$$L = 33 \text{ m (Luz entre ecarriles)}$$

$$B = 8,7 \text{ m (Luz entre ejes de testero)}$$

$$\psi = 1,31 \text{ (coeficiente dinámico)}$$

10.2.4. Resumen de acciones sobre el testero:

A partir del cálculo de las expresiones anteriores resumimos que para el caso más desfavorable y para el testero con rodillos guía en su estructura se aplican las acciones siguientes:

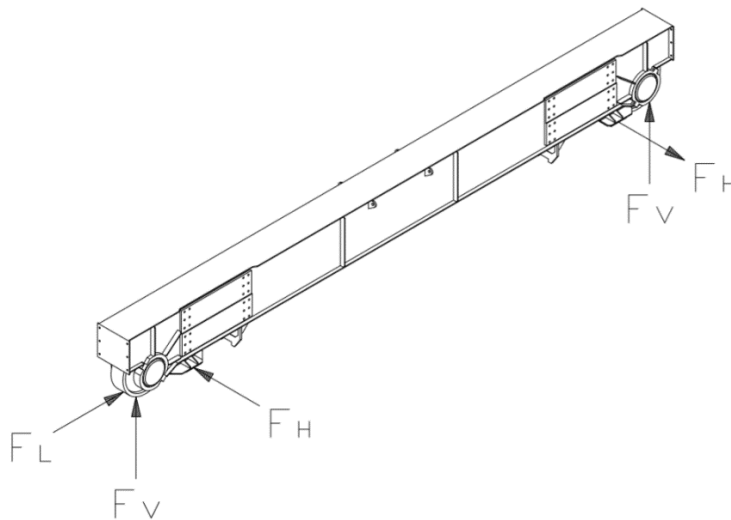


Figura 10.2 nº1. Resumen de acciones sobre el testero. (Fuente: David Ventura)

10.3. Resultados.

Procedemos a realizar el cálculo con el programa. Situamos las acciones que hemos calculado en el Apartado 10.2 en los puntos de aplicación. Nuestro modelo parte de que las placas de sujeción con las jácenas están fijas. Establecemos el material (Acero aleado S275 JR) y mallamos el sólido.

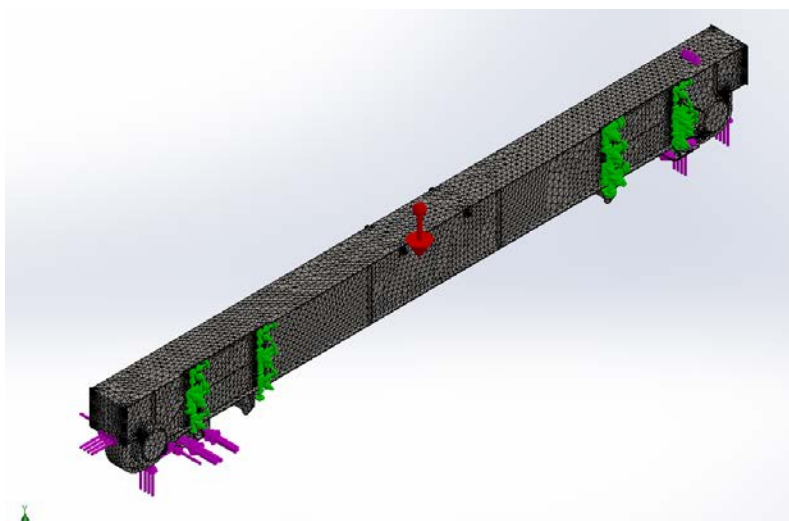


Figura 10.3 nº1. Representación de las acciones en el testero. (Fuente: David Ventura)

Ejecutamos el cálculo con las condiciones establecidas y obtenemos los siguientes resultados:

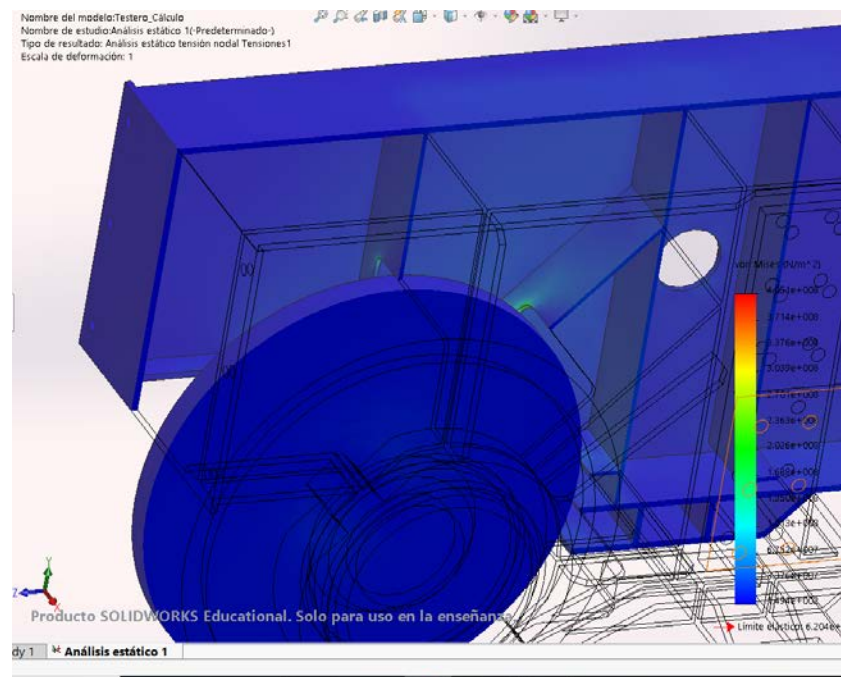


Figura 10.3 n°2. Sección axial del testero. (Fuente: David Ventura)

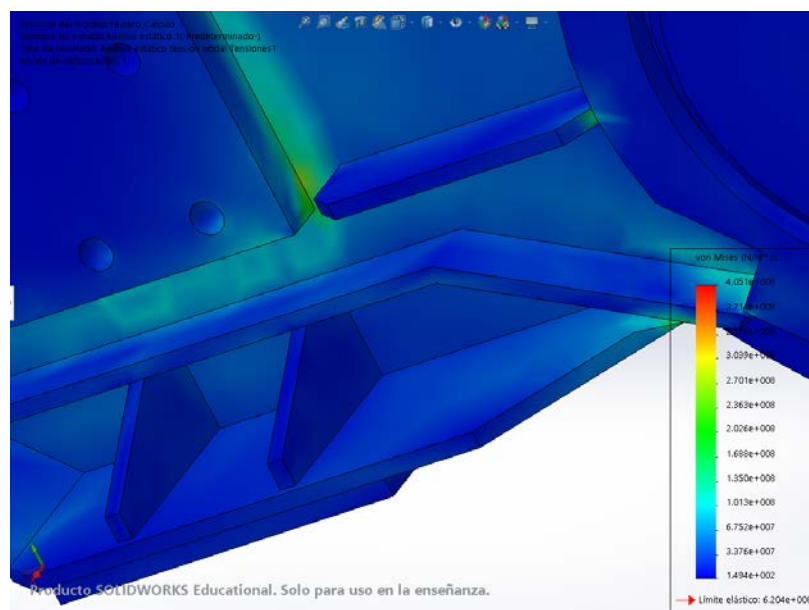


Figura 10.3 n°3. Detalle exterior del testero. Placa de unión. (Fuente: David Ventura)

Tal y como podemos ver en las imágenes *Figura 10.3 n°2* y *Figura 10.3 n°3* las zonas de la estructura del testero que están más tensionadas cuando se aplican las fuerzas son, indiscutiblemente, los cantos interiores de los rigidizadores situados cerca del eje de la rueda motriz y la chapa exterior cerca de la unión con las jácenas.

Los valores máximos obtenidos corresponden a los tonos verdes, amarillos y naranjas que según la escala van desde los $2 \cdot 10^8 \text{ N/mm}^2$ (200 MPa) a los $3 \cdot 10^8 \text{ N/mm}^2$ (300 MPa). Valoramos que pueden ser correctos pues estamos en un caso de hipótesis especialmente desfavorable. En esos puntos y con estas circunstancias estaríamos cerca del límite de rotura del material establecido en 410 (MPa). Recuperamos las imágenes *Figura 7.2 nº1*, *Figura 7.2 nº2* y *Figura 7.2 nº3* para ver que las grietas que aparecen en los modelos reales se sitúan exactamente en los puntos donde ahora se visualizan las concentraciones de tensiones.

Comparándolo con los resultados analíticos obtenidos en el *Apartado 8* vemos que los valores ahora en estos puntos son mucho más altos de los previstos. Pues entonces decíamos que la tensión de comparación máxima calculada estaría del orden de 78 MPa en los cabezales y chapas adyacentes. Por lo demás, en las zonas restantes y en aquellas donde representa que la flexión pura del cajón es mayor son todos de color azul (no llega a los 100 MPa) y concuerdan con los cálculos realizados.

Está claro que, con lo obtenido, aun siendo un caso extremo, no podemos validar este diseño. Contando con los coeficientes de seguridad ningún punto debería llegar a los 183 MPa.

La diferencia es demasiado notable y decidimos que debemos modificar la morfología en los puntos críticos.

11. Modificaciones.

Una vez vistos los resultados nos damos cuenta de que hay que modificar esos puntos que son los únicos que dan problemas. Con el fin de evitar que se produzcan las concentraciones de tensiones en los rigidizadores verticales y diagonales soldamos una chapa de 10x100 mm de ancho en forma de aleta para dar más momento de inercia a los existentes. Tal y como se ve a continuación.

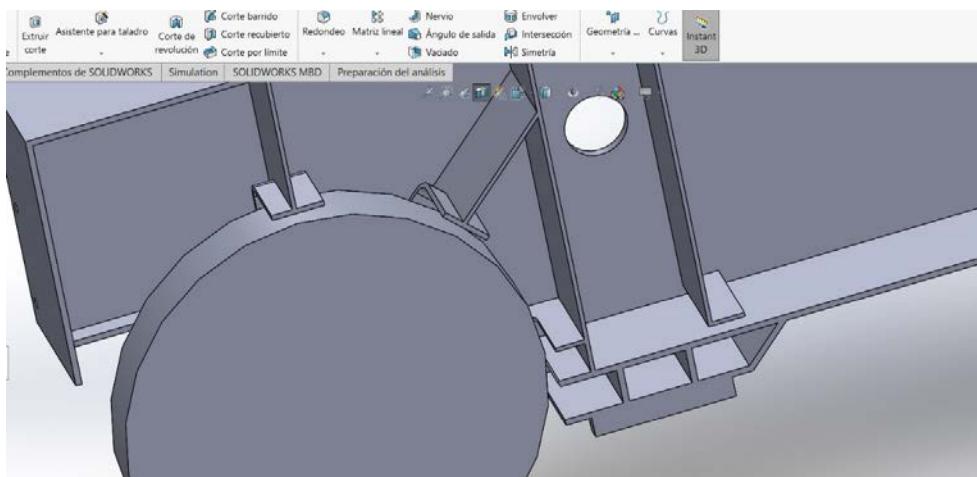


Figura 11.0.1 nº1. Modificaciones de los rigidizadores. (Fuente: David Ventura)

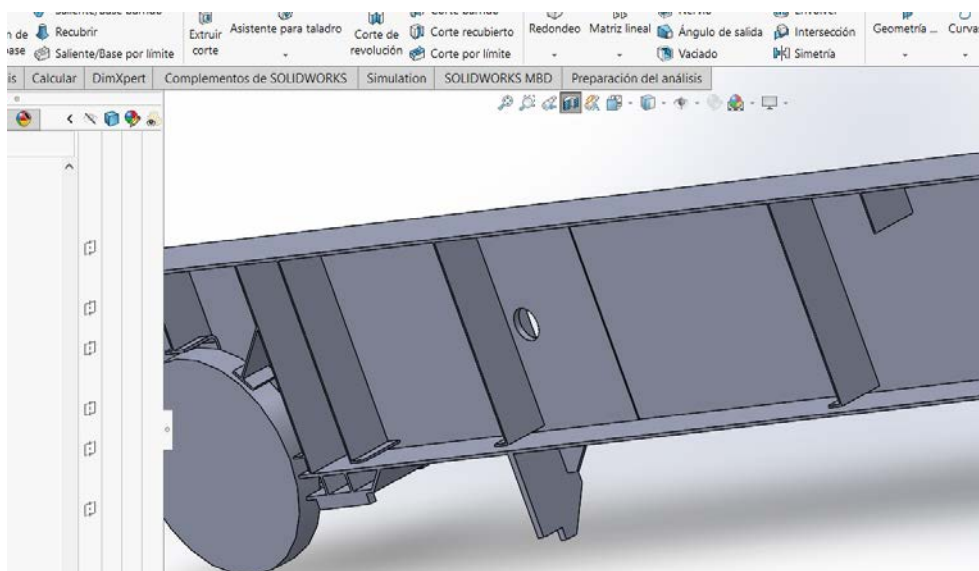


Figura 11.0. nº2. Modificaciones en las chapas exteriores. (Fuente: David Ventura)

Tal y como se puede ver en la *Figura 11.0 nº2*, en el caso de las chapas exteriores se decide aumentar el grosor en los cabezales a 2500 mm del extremo pasando de un espesor inicial de 15 mm a uno de 20 mm. Es decir, lo que anteriormente era una sola chapa que cerraba a lo largo del testero ahora está formada por tres piezas que se soldarán con la pertinente preparación.

Con los cambios propuestos, modificamos el plano de la estructura del testero.

Ver Plano 00011 – Estructura Testero modificada.

Solo queda volver a realizar la simulación para ver si las modificaciones son correctas.

11.1. Resultados.

Simulamos con esta nueva morfología y las mismas cargas de caso extremo que aplicábamos anteriormente, misma distribución y mismas fijaciones.

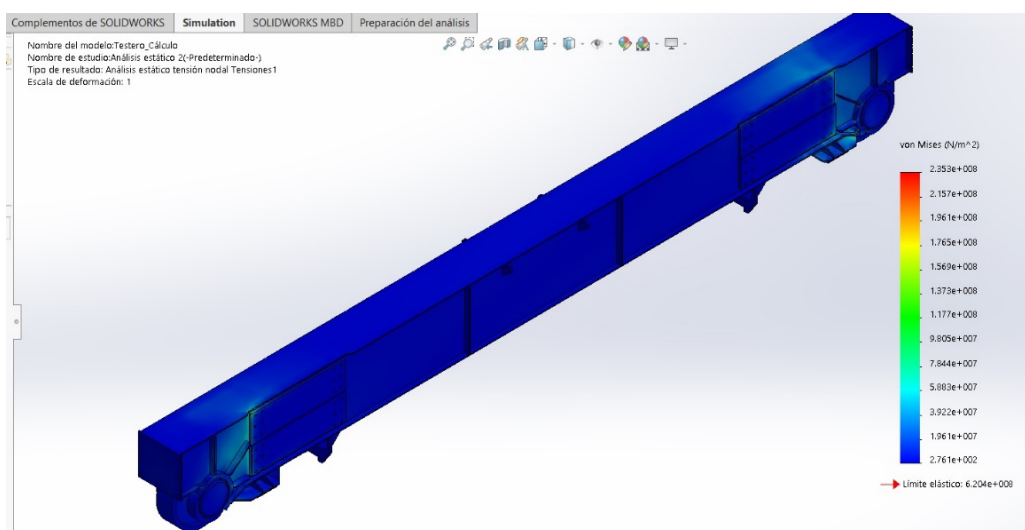


Figura 11.1 nº1. Resultados de tensiones en los testeros modificados. (Fuente: David Ventura)

Aunque las zonas de concentración de tensiones siguen siendo prácticamente las mismas, los valores han bajado notablemente con este cambio. En la escala de resultados se aprecia una bajada del orden de un 40 % con lo obtenido anteriormente en las mismas zonas. Pasamos de tener valores máximos de 300 MPa en los puntos de color amarillo a bajarlos hasta los 150-180 MPa con las modificaciones.

En la *Figura 11.1 nº1* se refleja que las chapas laterales absorben gran parte de la carga, pero lo atribuimos al hecho de mantener la placa fija.

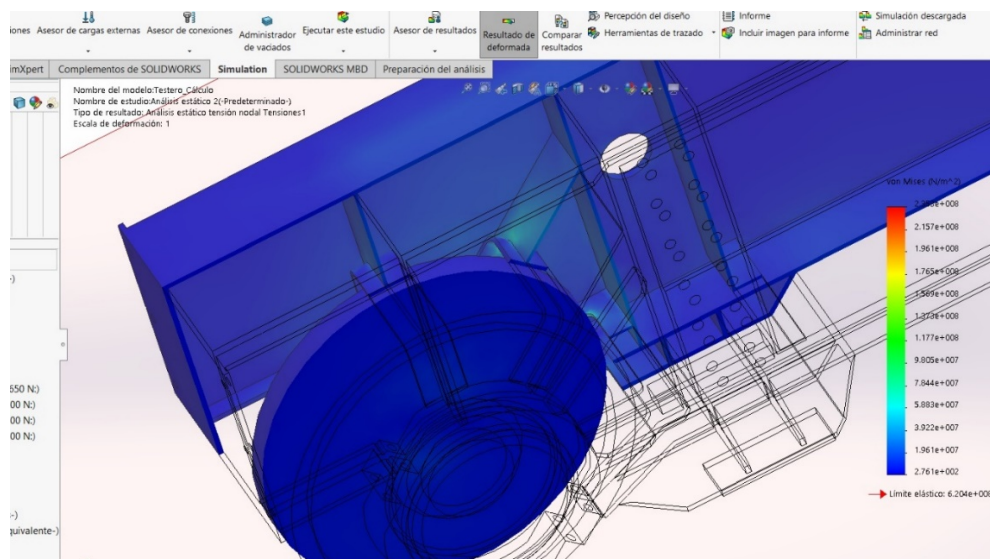


Figura 11.1 nº2. Resultados de tensiones en los rigidizadores modificados. (Fuente: David Ventura)

En la figura 11.1 nº2 vemos que ahora los rigidizadores gracias a las nuevas aletas distribuyen las cargas de manera satisfactoria.

Con todos los cálculos realizados, validamos toda la estructura del puente grúa como la hemos definido y con el modelo de la estructura de los testeros modificada.

Conclusiones

A nivel general concluimos que el cálculo por elementos finitos resulta una herramienta útil cuando se analizan estructuras complejas como la que presenta el trabajo. Nos ayuda a complementar los cálculos analíticos y añaden información valiosa para dimensionar correctamente las estructuras metálicas de los puentes grúa.

En particular las modificaciones propuestas son bastante sencillas pero efectivas. Con los cambios se garantiza que la estructura aguanta hasta el fin de su vida útil. Es decir, en términos de fatiga está diseñada a vida infinita.

Principalmente el coste de aplicación se vería reflejado en la factura del material. Las chapas que corresponden a las almas laterales pasarían de ser únicas con espesor de 15 mm a estar formadas por tres piezas, dos de espesor 20 mm en los extremos y una de 15 mm en el centro. Además, habría que contar las chapas que refuerzan los rigidizadores interiores y el proceso de curvar y soldarlas que, en el cómputo general no resultaría demasiado significativo.

Con los costes estimados en el presupuesto vemos que el incremento total de la modificación sería de unos 626,47 € por testero.

Aun así, el cambio garantizaría que no se tuvieran que cambiar la estructura de los testeros por esta causa en ningún puente grúa. Cambiar la estructura de los testeros representa en costes 14.043,51€ (según lo estimado, esto puede variar según el caso).

La modificación supone un aumento del 4.46% en la fabricación de un testero y de un 0.86% de la fabricación de la estructura completa del puente grúa.

Vale la pena invertir en el cambio porque viendo los resultados es probable que otros puentes grúas similares puedan padecer el mismo problema si tienen una carga de trabajo parecida. A parte, el prestigio de la marca se vería afectado y repercutiría negativamente en su imagen, pudiendo perder algunos clientes potenciales por ese motivo.

Por tanto, una vez efectuado el análisis, recomendamos que las modificaciones puedan ser aplicadas en futuros proyectos similares.

Bibliografía

- Eisenhüttenleute Verein Deutscher., 1971. El Acero en la construcción. ISBN: 9788429120806.
- Hellmunt, Ernst., 1969. Aparatos de elevación y transporte. ISBN: 9788470311727.
- <http://www.letsgoup.org>
- <https://es.wikipedia.org/wiki/Grúa>
- <https://thomasmantenimiento.com>